

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh drtiče

Structural Desing Crusher

Student:

Bc. René Herel

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Horst Gondek DrSc.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. René Herel**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

10 Stroje pro těžbu a zpracování užitkových surovin

Téma:

Konstrukční návrh drtiče  
Structural Design Crusher

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerši zařízení na drcení uhlí
- 2) Konstrukční návrh dvouválcového drtiče uhlí pro výkon 3000 tun za hodinu
- 3) Základní výpočet drtiče
- 4) Konstrukční návrh osazeného rotoru drtiče
- 5) Detailní výkres rotoru drtiče

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) BOLEK, A. *Části strojů 1. Svazek 6*. Vydání SNTL Praha. 1989, 707 s., ISBN 80-03-00426-7
- 2) ZAJAC, O.- BOROŠKA, J.- GONDEK, H. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991. 428 s. ISBN-80-05-00713-2
- 3) ANTONIAK, J. *Przenosniki taśmowe*. Wydawnictwo politechniki slaskiej Gliwice. 2004, 388 s. ISBN 83 - 7335 - 266- X
- 4) ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- 5) ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

10.5.2014.

V Ostravě dne .....



.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3.).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít toto dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne ..... 10.5.2014.

podpis studenta ..... 

René Herel

Topolová 478

Klášterec nad Ohří 431 51

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

HEREL, René. *Konstrukční návrh drtiče: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 51 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Tato diplomová práce pojednává o možnosti zpracování - drcení vytěženého hnědého uhlí na povrchovém lomu. V úvodu je provedena rešerše zařízení, která jsou používána na drcení uhlí. Dále pokračuje vypracováním konstrukčního návrhu dvouválcového drtiče uhlí pro jmenovitý výkon 3 000 tun za hodinu. Současně s návrhem je proveden i základní výpočet tohoto drtiče. Součástí této práce je detailní výkres rotoru již zmíněného drtiče.

Klíčová slova: drtič, uhlí, rotor.

## **ANNOTATION OF DIPLOMA WORK**

HEREL, René. *Structural Design of Crusher Located in the Middle of Large-Scale Excavator: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 36 p. Thesis head: prof. ing. Horst Gondek DrSc.

This thesis discusses the possibility of processing - crushing the mined brown coal open-cast quarry. The introduction is a research facility that is used for crushing coal. He continues developing the design twin-cylinder coal crusher for rated output 3,000 tons per hour. At the same time the proposal is implemented and the basic calculation of the crusher. Part of this work is a detailed drawing of the aforementioned rotor crusher.

Key words: crusher, coal, rotor.

## **Obsah**

1	Seznam použitých značek a symbolů.....	4
2	Úvod.....	7
3	Rešerše zařízení na drcení uhlí.....	7
3.1	Rozdělení drtičů dle typů .....	7
3.1.1	Válcové drtiče .....	8
3.1.2	Kladivové drtiče .....	9
3.1.3	Odrázové drtiče .....	11
3.2	Rozdělení drtičů dle umístění.....	11
3.2.1	Drtič na špici rýpadla .....	12
3.2.2	Drtič ve střední části rýpadla.....	13
3.2.3	Drtiče na výstupu rýpadla .....	14
3.2.4	Drtiče na porubních linkách hlubinných dolů .....	15
3.2.5	Stacionární drtiče.....	15
4	Konstrukční návrh dvouválcového drtiče uhlí .....	16
4.1	Základní výpočet drtiče .....	17
4.1.1	Výpočet výkonu drtiče .....	17
4.1.2	Výpočet výkonu hnacího elektromotoru .....	17
4.2	Konstrukční návrh rotoru drtiče .....	19
5	Pevnostní výpočet hřídele .....	27
5.1	Určení zatěžujících sil hřídele rotoru .....	27
5.2	Výpočet statických a dynamických součinitelů bezpečnosti .....	31
5.3	Výpočet životnosti ložisek .....	32
5.4	Výpočet evolventního drážkování.....	33
6	Návrh pohonné jednotky rotoru .....	35
6.1	Návrh elektromotoru .....	36

6.2	Návrh převodovky .....	37
6.3	Návrh spojky mezi motorem a převodovkou .....	42
6.4	Návrh spojky mezi rotorem a převodovkou .....	43
7	Závěr .....	45
8	Seznam použité literatury .....	46
9	Seznam příloh.....	47

# 1 Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Jednotka	Popis
$C$	$[kN]$	základní dynamická únosnost ložiska
$D_{sd}$	$[mm]$	střední průměr evolventního drážkování
$D_{nh}$	$[mm]$	průměr evolventního drážkování náboje spojky - hlava zubu
$F$	$[N]$	síla drcení - 1 zub
$F_c$	$[N]$	síla drcení - celková
$F_d$	$[kN]$	radiální zatížení ložiska
$F_{sd}$	$[N]$	síla na jeden zub evolventního drážkování
$L_D$	$[h]$	základní trvanlivost
$M_{k_1}$	$[N \cdot m]$	kroučící moment na zubech rotoru
$M_{k_2}$	$[N \cdot m]$	kroučící moment na evolventním drážkování
$P_G$	$[kW]$	tepelná kapacita převodovky
$P_{GA}$	$[kW]$	tepelná kapacita převodovky - bez chlazení
$P_{GB}$	$[kW]$	tepelná kapacita převodovky - chlazení ventilátorem
$P_{GC}$	$[kW]$	tepelná kapacita převodovky - s vodním chlazením
$P_{GD}$	$[kW]$	tepelná kapacita převodovky - s vodním chlazením a ventilátorem
$P_{2N}$	$[kW]$	jmenovitý výkon elektromotoru na vstupu převodovky
$Q$	$[t \cdot h^{-1}]$	výkon drtiče
$R_e$	$[MPa]$	mez kluzu v tahu - použitá ocel
$R_m$	$[MPa]$	pevnost v tahu - použitá ocel
$S$	$[m]$	šířka mezery mezi stěnou a pláštěm válce
$S_z$	$[mm^2]$	plocha zubu
$T_2$	$[kN]$	jmenovitý točivý moment na výstupu převodovky



$T_{2N}$	[kN]	točivý moment na výstupu navržené převodovky
$Z_d$	[–]	počet zubů evolventního drážkování
$d_h$	[mm]	průměr hřídele pro evolventní drážkování
$d_{h_h}$	[mm]	průměr evolventního drážkování hřídele - hlava zubu
$f$	[–]	koeficient plnění
$f_n$	[–]	součinitel nakypření
$f_t$	[–]	součinitel tření
$f_1$	[–]	provozní součinitel hnaného stroje
$f_2$	[–]	provozní součinitel hnacího stroje - elektromotor
$f_4$	[–]	koeficient okolní teploty - převodovky bez chlazení
$f_5$	[–]	koeficient okolní teploty - převodovky s chlazením
$f_8$	[–]	koeficient olejového mazání převodovky
$k_{D\sigma}$	[–]	součinitel dynamické kontroly
$k_{sD}$	[–]	součinitel dynamické bezpečnosti
$k_{sM}$	[–]	dynamický součinitel záběrového momentu elektromotoru
$k_{S_\tau}$	[–]	součinitel statické kontroly
$l_d$	[m]	délka válců
$m$	[–]	modul ozubení evolventního drážkování
$n$	[ot · min <sup>–1</sup> ]	počet otáček rotoru
$p$	[MPa]	odolnost uhlí v prostém tlaku
$p_{zd}$	[MPa]	tlak na bok zubu evolventního drážkování
$p_{zd-dovol}$	[MPa]	dovolený tlak na bok zubu evolventního drážkování
$r_r$	[m]	poloměr válce
$v$	[m · s <sup>–1</sup> ]	obvodová rychlost válců

$\beta_{\sigma}$	$[-]$	vrubový součinitel pro ohyb
$\varepsilon_p$	$[-]$	součinitel jakosti povrchu
$\vartheta_{\sigma}$	$[-]$	součinitel velikosti součásti
$\sigma_{co}$	$[MPa]$	trvalá mez únavy v ohybu u zvolené oceli
$\sigma_{co}^x$	$[MPa]$	mez únavy ve vyšetřovaném místě součásti
$\sigma_{red}$	$[MPa]$	redukované napětí - vyšetřované místo
$\tau_k$	$[MPa]$	napětí v krutu ve vyšetřovaném místě

## 2 Úvod

Při jakékoli těžbě tuhého přírodního bohatství naší planety, dochází při vlastním procesu dobývání k vylamování větších zrn. Tuto velkou kusovitost je potřeba zmenšit. Pro tento účel slouží drtiče. Samozřejmě je tím nyní pro účel této diplomové práce myšleno na rubaniny jako uhlí, nadložní tvrdé jílovce apod. Drcení těchto rubanin se provádí účelově a to jednak pro potřeby odběratele a také též pro lepší manipulaci při vlastním transportu od těžebního celku až po skladovací místo.

## 3 Rešerše zařízení na drcení uhlí

Drtiče na drcení uhlí, můžeme rozdělit dvě skupiny. První skupina je rozdělení podle typu drtiče a druhá skupina je podle nasazení drtiče v celém těžebním procesu.

K té nejvhodnější volbě drtiče, je potřeba zhodnotit i následující kritéria:

- velikost zrn na vstupu a výstupu drtiče,
- výkonnost stroje a jeho patřičné využití,
- pořizovací cena, se zpětnou návratností vložené investice.
- spolehlivost a náročnost stroje na údržbu,
- provozní náklady, tj. energetická náročnost, mazací prostředky aj.

### 3.1 Rozdělení drtičů dle typů

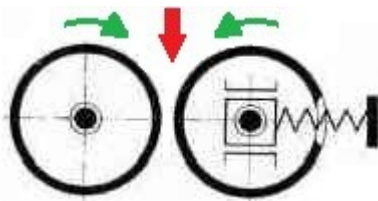
V této skupině drtiče dělíme na dvě podskupiny a to dle způsobu drcení vzniklé od samotného procesu. Procesy jsou dva. Jedním dochází k drcení zrn pomocí tlaku buď mezi válce nebo válcem a stěnou drtiče a druhý proces se vyznačuje využitím dynamiky v podobě rychle rotujících volně uložených kladiv a vrhání zrn na stěnu drtiče. Rozdělení je patrné z níže uvedené tabulky. Princip s popisy procesu a schématickými obrázky jsou v dalších kapitolách.

Válcové	Tlakové drtiče
Kladivové Odrazové	Dynamické drtiče

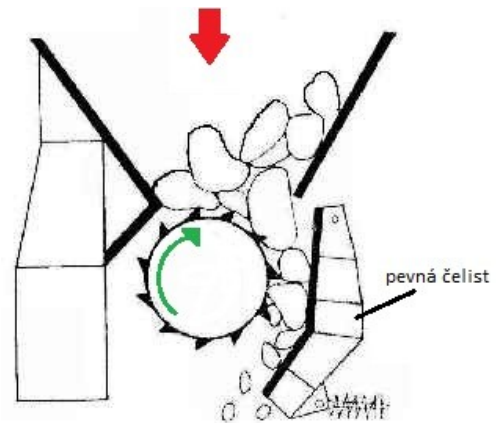
Tabulka č. 1 Rozdělení drtičů dle procesu drcení

### 3.1.1 Válcové drtiče

Jedná se o drtiče určené pro drcení měkkých až středně tvrdých materiálů s pevností v prostém tlaku až 100 MPa. Tyto drtiče mohou být osazeny jedním, dvěma nebo i více rotory (až do šesti kusů) v jednom zařízení najednou. Pohon válců může být v kombinaci s motorem buď přes převodovku nebo pomocí řemenového převodu. V případě řemenového převodu je zde využívána kinetická energie z rotující velké řemenice na hřídeli rotoru, která tím zároveň slouží jako setrvačnick. Jako pojistné zařízení v případě úniku nedrtitelného předmětu do drtícího prostoru (ulomený zub z korečku rýpadla, či kus staré kolejnice nebo výdřevy z původních starých hlubinných děl), je více způsobů. Na malých a jednoduchých drtičích je většinou jeden válec uložen pomocí přitlačných pružin. U těch větších a složitějších jsou v dnešní době využívány hydrodynamické spojky umístěné mezi motorem a převodovkou. Řemenový převod je většinou jištěn prokluzovou lamelovou spojkou nebo pomocí střížných kolíků. Jak již bylo zmíněno, drcení nastává mezi válci nebo mezi stěnou a válcem (viz. obrázek č.2 a 3)

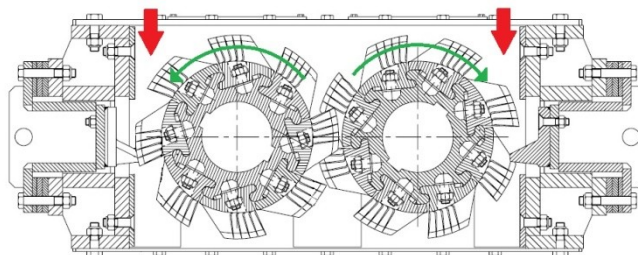


Obrázek č.1 Válcový drtič s hladkými válci [2].



Obrázek č.2 Jednoválcový drtič s ozubeným povrchem válce [2].

Dvouválcové drtiče mohou být i ve složení, kdy se chovají jako jednoválcové (viz obrázek č.3)



Obrázek č.3 Dvouválcový drtič, s drcením u stěny drtiče [15].

Povrch válců je hladký, rýhovaný, ozubený s malými nebo velkými zuby. Tvar zubů je též rozličných tvarů. Od různých lichoběžníkových až po zuby ve tvaru žraločí ploutve. Různé tvary jsou patrné z následujících obrázků.



*Obrázek č.4 Drtič Sandvik CR620 [18].*



*Obrázek č.5 Drtič Sandvik CR610 [18].*



*Obrázek č.6 a č.7 Dvourotorový drtič DSOH - výstupní místo z drtiče a drticí segment [9].*

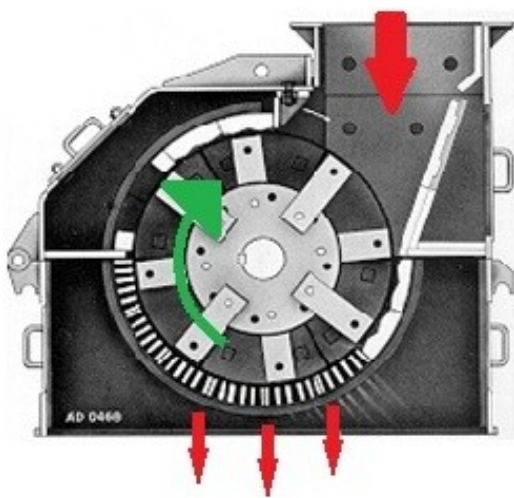
Obvodová rychlost válců by měla být do 10-ti  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$  u válců s hladkým povrchem a u ozubených do max. 6-ti  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### **3.1.2 Kladivové drtiče**

Kladivové drtiče jsou v kategorii drtičů dynamických s drcením obdobného materiálu jako u drtičů válcových. Jejich princip drcení spočívá ve volně uložených kladivech na čepech, která jsou umístěna na vnějším obvodu rotoru. Obvodová rychlost těchto rotorů je cca 20 m/s. Při této rychlosti tak mají kladiva dostatek kinetické energie na úder do zrn přivedené rubaniny, čímž dochází k drcení. U těchto drtičů zpravidla bývá na protilehlém konci hřídel rotoru, tj. strana kde není pohon, instalován velký setrvačnický pro zlepšení dynamiky tohoto zařízení. V případě pohonu přes řemenový převod, slouží jako setrvačnický

velká řemenice na hřídeli rotoru. Pro vytvoření potřebné výchozí zrnitosti slouží rošt, který je ve spodní části drtiče, kudy po správném podrcení rubanina propadá na vynášecí pas, či jiný dopravní prostředek. Princip tohoto drtiče je patrný z obrázku č.8.

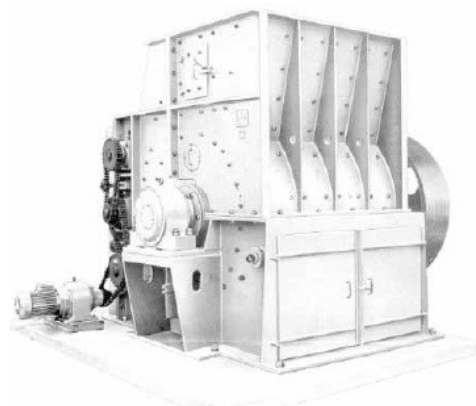
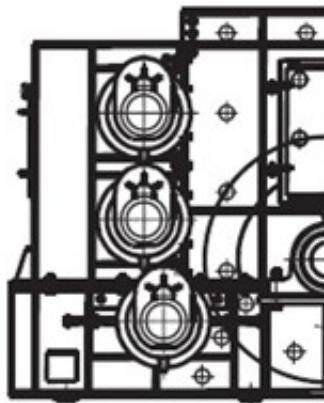
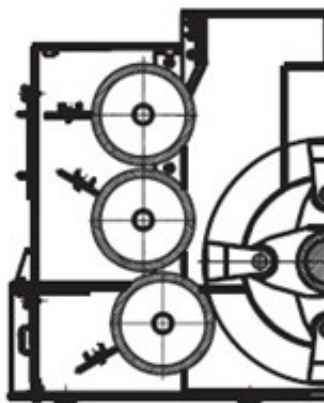
V případě instalace tohoto drtiče při potřebě provozovatele drtit lepivější materiál, je vhodné zvolit variantu s otáčejícími se bubny - tzv. bicí válce, které slouží jako opěra - stěna pro drcení. Tento systém je dobře vidět na obrázku č.10. V případě zalepení drtiče, lze rotor spustit zpětným chodem, tzv. revers, kdy při obráceném směru otáčení rotoru kladiva případné nálepy vytlačí.



Obrázek č.8 Kladivový drtič Dragon [4].



Obrázek č.9 Kladivový drtič OKD 1155 - otevřená stěna s vyložním [18].



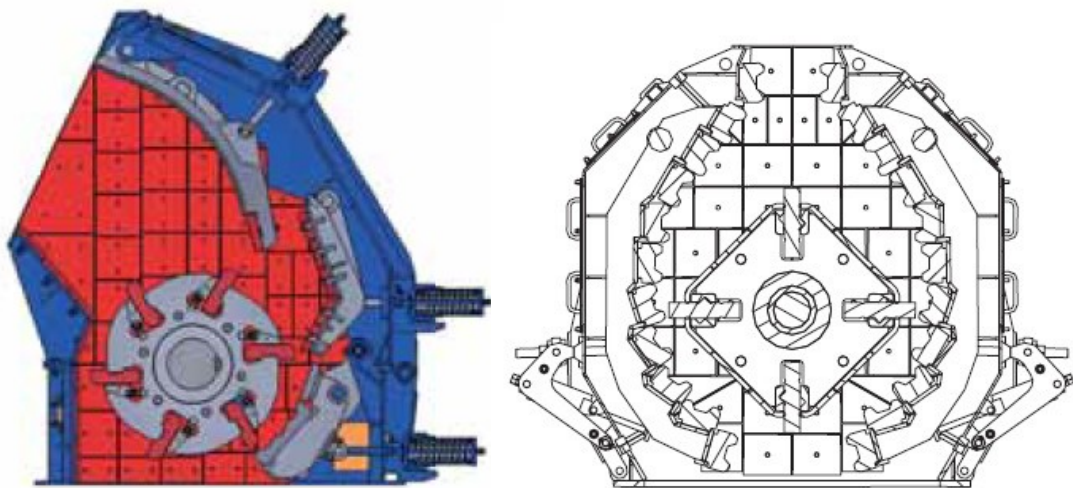
Obrázek č.10 a č.11 Kladivový drtič KDV s různými pohony bicích válců [3].



### 3.1.3 Odrazové drtiče

Tyto drtiče se používají pro drcení materiálu křehkého a méně abrazivního. V případě drcení uhlí by se tak mohly uplatnit při drcení černého uhlí, které by měl být suší, jinak by hrozilo k nadměrnému zalepování stěn v drtícím prostoru. Dle mého názoru si myslím, že tato varianta je pro drcení uhlí tou nejkrajnější.

Princip těchto dynamických drtičů je poměrně shodný s drtiči kladivovými. Rozdíl je v osazení rotoru. Místo volných kladiv na obvodu rotoru jsou na pevno nainstalované břity ve tvaru vrhacích lopatek, které díky velké obvodové rychlosti rotoru (až 70 m/s) metají materiál na stěnu, čímž vlivem velkého nárazu dochází k roztříštění zrn drcené rubaniny. Tento proces odrážení se opakuje, dokud materiál nepropadne spodní výstupní štěrbinou mimo drtící prostor. Pro zvýšení výkonnosti není na spodní části žádný rošt, což má za následek rozmanitou zrnitost podrcené rubaniny. Princip tohoto drtiče je vidět z obrázků č.12 a č.13.



Obrázek č.12 a č.13 Vlevo odrazový drtič ODH 1623 a vpravo odrazový drtič ODJ [3].

### 3.2 Rozdělení drtičů dle umístění

Drtiče pro drcení uhlí, lze též rozdělit na stacionární a mobilní. Stacionární drtiče se ve většině případů nacházejí v blízkosti homogenizačních či velkokapacitních skládek a jsou takřka na konci celého dopravního procesu. Tyto drtiče drtí na finální zrnitost dle požadavku odběratele. Pravým opakem stacionárních jsou drtiče mobilní, které jsou hned v první linii při dobývání. Mobilní drtiče používané v hlubinném dole jsou od drtičů používaných v povrchových lomech v daleko menším provedení a ve většině případů jednorotorové - jednoválcové. Jednotlivé rozdělení je patrné z tabulky č.2. Mobilní drtiče

jsou instalovány z důvodu snížení rozměrů zrn, aby nedocházelo k poškozování následných dopravních cest dálkových pasových dopravníků.

Mobilní	Válcové	Jedno nebo dvouválcové	Na špici kolesového rýpadla
		Dvouválcové	Ve střední části kolesového rýpadla
		Jednoválcový	U střední části korečkového rýpadla (RK 5000)
		Dvouválcové	Na výstupu z rýpadla na pasový dopravník. Na vlastním housenicovém podvozku nebo kolejovém - kolejový rošt je součástí střední části dálkového pasového dopravníku
		Dvouválcový - tangenciální	Na výstupu z rýpadla (RK 5000) na pasový dopravník. Na vlastním housenicovém podvozku
		Jednoválcové	Na porubním hřeblovém dopravníku - linka u uhelného pluhu nebo kombajnu
Stacionární	Válcové	Většinou dvouválcové	
	Kladivové		

Tabulka č.2 Seznam drtičů dle umístění

### 3.2.1 Drtič na špici rýpadla

Jedná se o jedno nebo dvouválcový drtič s ozubeným povrchem válců. V dnešní době se ve většině případů přistupuje k variantě s jedním válcem kvůli zmenšení velké hmotnosti působící velkým zatížením na ocelovou konstrukci kolesového výložníku. V případě tohoto řešení je sice zatížení výložníku nevýhodou, na druhou stranu je velkou výhodou, že těžená rubanina je drcena hned v prvopočátku a zbytek dopravních cest není vystaven negativním vlivům od velké kusovitosti zrn.

Pohon je většinou řešen pomocí řemenového převodu. Geometrie zubů má tvar žraločí ploutve. Tyto drtiče se označují jako kruhadla.





Obrázek č.14 a č.15 Umístění kruhadla na špičce velkostroje a spodní pohled na kruhadlo [14].

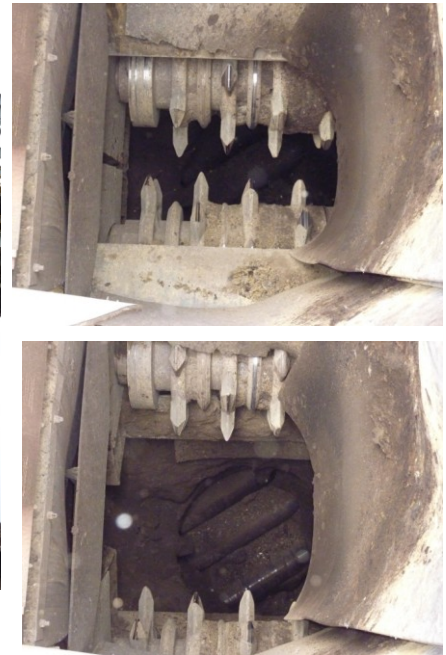
### 3.2.2 Drtič ve střední části rýpadla

Drtiče v místech střední části rýpadla mají dvojí umístění. Jedním z nich je umístění drtiče ve vnitřní části rýpadla a druhé umístění je na vnější části střední stavby rýpadla. První z variant je například na velkostroji SchRs 1550, který těží na povrchovém lomu v Tušimicích. Vytěžená rubanina jede po pasových dopravnících kolesového výložníku do střední části, kde je umístěn dvouválcový drtič s motory a řemenovými převody. Rubanina je podrcena a následujícími dopravníky vyvezena a naložena na přilehlý dálkový pasový dopravník. Zvláštností tohoto drtiče je, že v případě těžení měkčích partií, kdy nedochází k vylamování větších zrn, se může drtič vyřadit z provozu - odklonit pomocí hydraulických přímočarých motorů (hydroválců), čímž se střední sýpka stane zcela volně průchodnou. Schéma umístění je patrné z obrázku č.16.

Druhá varianta je součástí korečkového rýpadla RK 5000 těžícího na povrchovém lomu Čs. armády v Mostě. Jednorotorový drtič je umístěn na vnější části střední stavby a systém drcení je obdobný jako u porubového drtiče na hlubinných dolech. Rubanina je vynášena od korečkového řetězu na drtič a poté z drtiče padá na vnější otočnou kruhovou desku, která plní funkci dopravní cesty. Odtud poté jede přes nakládací výložník na přilehlý pasový dopravník. Mezi tímto rýpadlem a dopravníkem je ještě nasazen tangenciální drtič o kterém se zmíním v další kapitole.



Obrázek č.16 Schéma umístění drtiče na SchRs 1550 [9].



Obrázek č.17 a č.18 Drtič na SchRS 1550 rotory v provozu a mimo provoz [9].

### 3.2.3 Drtiče na výstupu rýpadla

Vždy se jedná o dvouválcové drtiče s ozubenými válci. Pohony rotorů jsou řemenovými převody. Tyto drtiče mají své vlastní pojezdy a to buď na housenicovém nebo kolejovém podvozku. Kolejové podvozky využívají kolejový rošt, který je součástí střední části pasového dopravníku. Osy rotorů jsou souběžně s osou dopravníku. Osovou výjimkou je tangenciální drtič u RK 5000, který má osy rotorů kolmo k ose pasového dopravníku.

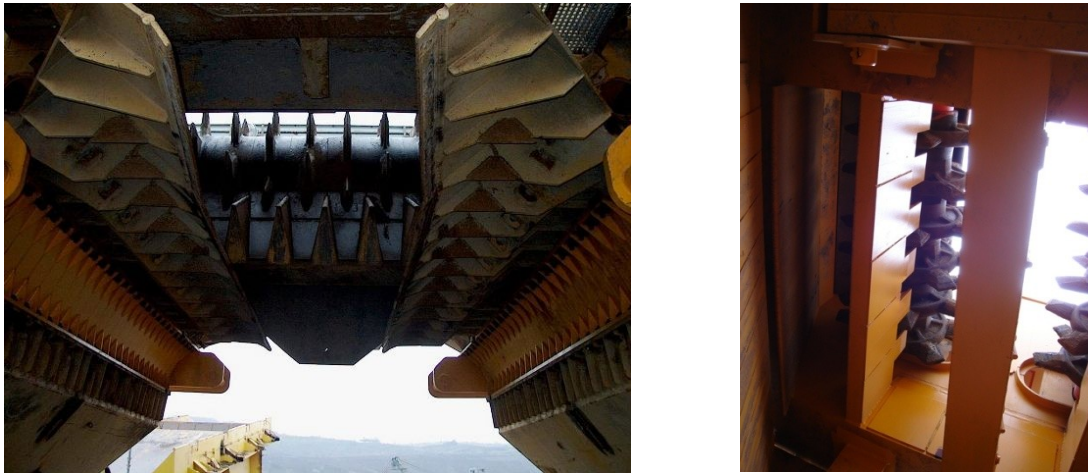


Obrázek č.19 Dvourotorový drtič EPK 1200 na kolejovém podvozku [9].



Obrázek č.20 Dvourotorový drtič DSOH na housenicovém podvozku [9].

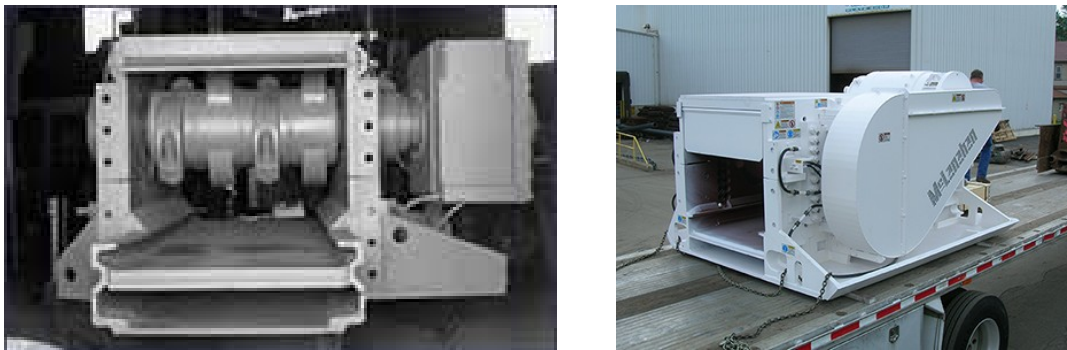




Obrázek č.21a č.22 Znáznornění os rotorů - vlevo tangenciální a vpravo klasický drtič [14].

### 3.2.4 Drtiče na porubních linkách hlubinných dolů

Ve většině případů se jedná o jednoválcové drtiče. Jejich velikost je oproti těm výše uváděným podstatně menší. Pohony mohou být jak pomocí řemenových převodů, tak i přes převodovku. Rotor je umístěný napříč hřeblového dopravníku a dle rozměrů dopravníku je tak i stejně široký. Ozubení je většinou konstruováno jako výměnné špičky - bodce nebo destičky. Výměna je z časového i z hlediska složitosti méně náročná jak u velkých drtičů.



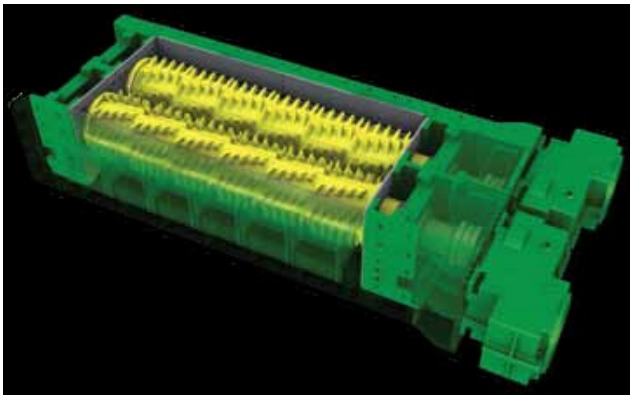
Obrázek č.23 a č.24 Porubové drtiče s pohonem přes převodovku a pomocí řemenového převodu [16].

### 3.2.5 Stacionární drtiče

Jak již bylo zmíněno, jejich umístění je v blízkosti velkých skládek. Jedná se velké celky ukotvené v betonových základech. Součástí těchto celků jsou ostatní příslušenství jako například pasové dopravníky pro přívod a odvod rubaniny, separátory kovových předmětů (ulomené zuby, válečky z pasových dopravníku apod.), vzduchová děla pro odstraňování nálepů z boků násypky, centrální mazací systémy a jiné. Princip drcení již byl popsán a celkový náhled bude ještě zmíněn v kapitole Konstrukční návrh drtiče.

## 4 Konstrukční návrh dvouválcového drtiče uhlí

Mým úkolem je navrhnout dvouválcový drtič pro drcení uhlí. Výkon tohoto drtiče má být 3 000 tun za hodinu. Pro inspiraci mi byl částečným vzorem Drtič č.15, který je umístěný na konci 1.uhelného odtahu v lokalitě Doly Nástup Tušimice. Tento drtič má stejný výkon, ale je osazen dvěma drticími jednotkami, tudíž celkem drtí čtyřmi válci najednou. Drticí jednotky jsou výrobky firmy MMD, série 625. Vlastní drticí proces je mezi válci stěnou. Drtič nemusí být provozován s oběma jednotkami, mezi jednotkami je naklápěcí, rozdělovací skluz a v případě potřeby menších výkonu, či závadě na některé jednotce, lze drtit pouze na jedné jednotce.



Obrázek č.25 Drtič MMD 625 [15].



Obrázek č.26 Rozdělovací skluz [9].



Obrázek č.27 a č.28 Drtič č.15 a vyznačení umístění drticích jednotek [9].

Jak je vidět s obrázku, tak tyto drticí jednotky jsou poháněny převodovkami přes zubové spojky. Jako poháněcí jednotky jsou pro každý rotor elektromotory o výkonu 350 kW. Mezi motor a převodovku je jako bezpečnostní prvek vložena hydrodynamická spojka.

## 4.1 Základní výpočet drtiče

### 4.1.1 Výpočet výkonu drtiče

Základní výpočty pro jednotlivé výkony jsou provedeny na základě výpočtů pro válcové drtiče. Drtič bude drtit mezi stěnou a válci, tudíž následující výpočty jsou pouze pro jeden válec - rotor.

$$Q = l_Q \cdot S \cdot v \cdot f \cdot 3600 \cdot 0,8 = 4 \cdot 0,09 \cdot 5,1941 \cdot 0,29 \cdot 3600 \cdot 0,8 = \underline{1\,562\text{t} \cdot \text{h}^{-1}} \quad (1)$$

$l_Q$  – délka válců [m]

$S$  – šířka mezery mezi stěnou a pláštěm válce [m]

$v$  – obvodová rychlost válců [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$f$  – koeficient plnění, je vždy menší než 1, protože mezera mezi válci není nikdy 100% zaplněna. Tento koeficient se převážně pohybuje v rozmezí 0,225 až 0,35 (zvolena střední hodnota tj. 0,29).

3600 – počet sekund do jedné hodiny

0,8 – sypná hmotnost uhlí ( 750 až 850 kg na  $1\text{m}^3$  )

Při použití nejnižší hodnoty  $f = 0,225$  by byl výsledek  $1\,212\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$ .

### 4.1.2 Výpočet výkonu hnacího elektromotoru

Výkon elektromotoru je vypočítán z potřebné síly na rozdrcení zrn uhlí. Uhlí má odolnost v prostém tlaku cca 30 MPa. Pro případ , že se mezi uhlím vyskytne nějaká jiná rubanina než uhlí ( nadložní jílovce apod.), tak budu raději počítat s tlakem 40MPa.

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow F = p \cdot S_z \quad F = 40\,000\,000 \cdot 0,00058 = 23\,200\,N \quad (2)$$

$0,00058\text{ m}^2$  - drtící plocha (část) jednoho zubu ozubeného plátu

V prvním okamžiku nasazení nových ozubených plátů, je plocha velmi malá, protože zuby mají ostré hrany. S přibývajícimi provozními hodinami, se zuby díky abrazi otupují a jejich plocha se zakulacuje a tím se i plošně zvětšuje.

Tato plocha tvoří cca 1/6 čelní plochy zubu.

$$F_c = F \cdot 8 \cdot f_n \Rightarrow F_c = 23\,000 \cdot 8 \cdot 1,1 = 204\,160\,N \quad (3)$$

$F_c$  - celková potřebná síla na drcení ( jeden rotor ) [N]

8 - počet zubů v jedné řadě, které drtí v jeden současný moment - viz obrázek č.29

$f_n$  - součinitel nakypření [1,1 – 1,5]

$$M_{k_1} = F_c \cdot r_r \Rightarrow M_{k_1} = 204\,160 \cdot 0,625 = 127\,600\,N \cdot m \quad (4)$$

$M_{k_1}$  - krouticí moment na zubech rotoru [N · m]

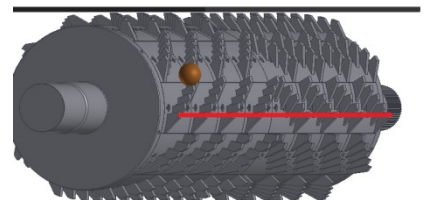
$r_r$  - poloměr válce [m]

$$P_M = \frac{M_{k_1} \cdot 2\pi \cdot n \cdot f_t}{60} \Rightarrow P_M = \frac{127\,600 \cdot 2\pi \cdot 79,36 \cdot 0,41}{60} = 434\,775\,W \quad (5)$$

$n$  - počet otáček rotoru [ot · min<sup>-1</sup>]

$f_t$  - součinitel tření [0,38 – 0,44]

$P_M$  - potřebný výkon elektromotoru [W]



Obrázek č.29 Osm zubů v jedné řadě [9].

Z důvodů ne vždy 100% účinnosti všech komponent (jak motor, tak i převodovka), různých odporů (valivý odpor v ložiscích apod.), bylo počítáno s předimenzováním motoru o 30%. Dle možnosti výběru z katalogu, byl vybrán elektromotor o výkonu 570 kW, což činní naddimenzování o 31,1%. Přesnější informace o vybraném elektromotoru budou v kapitole návrhu pohonné jednotky rotoru.



## **4.2 Konstrukční návrh rotoru drtiče**

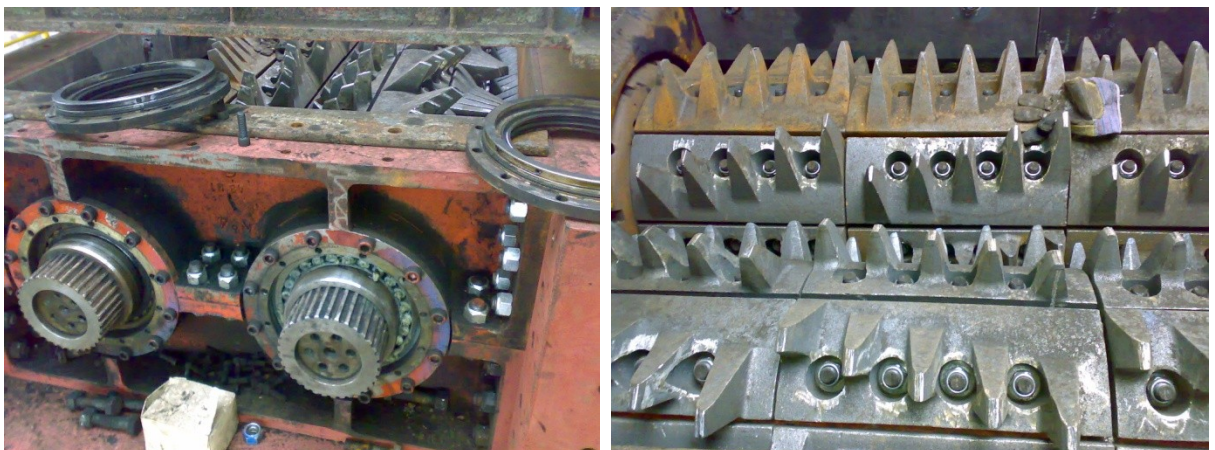
Jak již bylo zmíněno, vzorem mi byl drtič MMD 625. Jelikož jsem měl možnost osobně vidět jak jsou konstrukčně řešeny rotory tohoto drtiče, bylo pro mě v tomto směru určitým plus si udělat přibližnou představu mého konstrukčního řešení.

Rotory vzorového drtiče jsou složeny z jednotlivých komponentů. Složení těchto rotorů je patné z následujících obrázků.



*Obrázek č.30 a č.31 Rotor drtiče MMD 625 na celkové opravě [9].*

Složení komponentů je následující. Spojovacím a nosným prvkem je válcový rotační hřídel, který je s převodovkou spojen pomocí zubové spojky. Na obrázku č.30 se na druhém konci hřídele nachází evolventní drážkování pro ukotvení jedné poloviny zubové spojky. Na hřídel jsou pomocí uložení přes pero ukotveny unašeče ozubených plátů. Na unašeče, které jsou opatřeny zámky (viz obrázek č.31), jsou pomocí speciálních šroubů přichyceny ozubené pláty. Tyto šrouby plní funkci držení plátů proti vypadnutí.



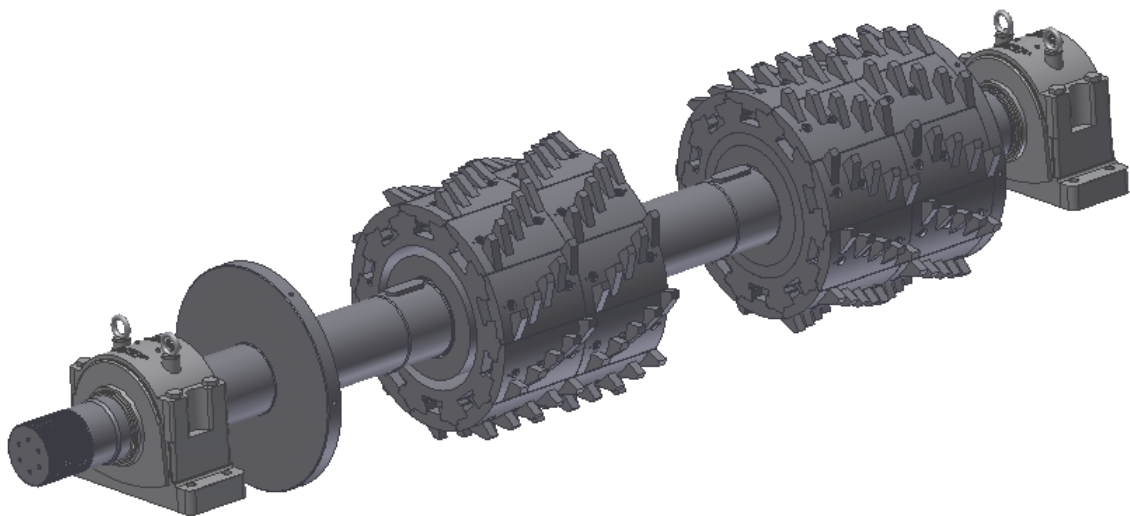
*Obrázek č.32 a č.33 MMD 625 uložení rotorů a ukotvení ozubené pláty [9].*

Pro udělení si určité představy se zmíním, že průměr těchto válců na konci špiček zubů je 805mm a délky drtící plochy činí 4 000mm.

Má představa skladby komponentů je obdobná. Jen jsem si navrhl jiný typ ozubených plátů a k tomu tvarově přizpůsobené unašeče. Délka drtící plochy je stejná a průměr se zvedl na 1250mm, aby bylo dosaženo předem určeného výkonu. Kvůli dosažení již zmíněného výkonu, je obvodová rychlost pod maximální doporučenou rychlostí  $6\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  a činí  $5,2\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

V mém původním návrhu byly unašeče tvořeny jako svařence ze čtyř kusů - náboj pro uložení na hřídel se spojením pomocí pera, 2 čela a do finálních tvarů obrobený unašeč. Unašeče jsou proti axiálnímu posuvu zajištěny matkami. Pro představu je na obrázku č.34 částečně odstrojený můj původní návrh.

Za povšimnutí stojí, že mezera pro čelo unašeče (mezikruží na levém komponentu) není moc velká. Na obrázku je cca třetí zkušební verze, kdy z důvodů velkých průhybů na středu rotoru, od 14ti až po 20mm směrem dolů a na konci hřídele v místě uchycení spojky docházelo k vyosení směrem nahoru od 6ti až po 9mm, mě nutilo k postupnému zvětšování průměru hřídele ve snaze tyto průhyby zmenšit na minimum. Postupným zvětšováním i též narůstala hmotnost komponent a výsledky byly stále negativní. S dalšími pokusy se unašeč už stal zároveň i nábojem a průhyby byly pro mě nevyhovující. Neustálým zkoušením jsem se dostal na průměr hřídele 500mm, což je maximum pro uložení pomocí pera a průhyby se nikam nevytratily.

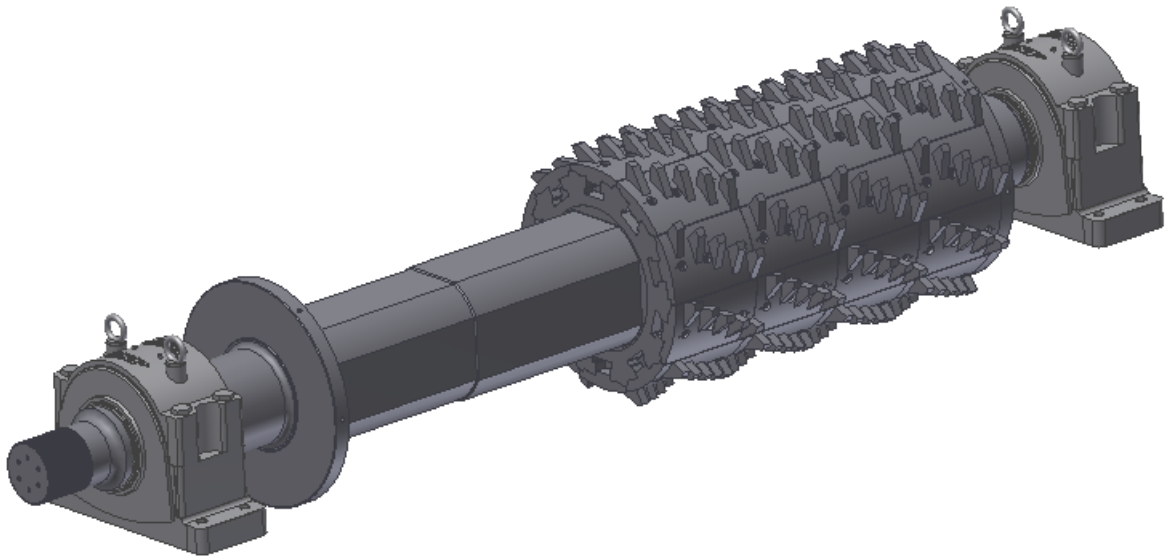


*Obrázek č.34 Původní návrh rotoru s válcovým hřídelem [9].*



Za zmínku stojí, že díky zvolenému velmi kvalitnímu materiálu oceli ČSN 16 532 ( $R_m$  - 1 570 MPa a  $R_e$  - 1 370 MPa), koeficient statické bezpečnosti u všech zkušebních verzí neklesl pod číslo 6.

Po všech možných mých úvahách, jsem si vzpomněl na spojení hřídele s další komponentou pomocí čtyřbokého polygonového spoje a problém s průhyby byl vyřešen. Díky zvýšenému průměru - jádro spoje je 570mm a čtyřbokému tvaru, došlo k velmi velkému zpevnění. Díky těmto rozměrům bylo docíleno maximálního průhybu na středu rotoru 1,064 mm směrem dolů a u evolventního drážkování 0,62 mm směrem nahoru. Graf průhybu a pevnostní výpočet bude v další kapitole - pevnostní výpočty hřídele.



*Obrázek č.35 Nový návrh rotoru s polygonovým spojem hřídele a unašečů [9].*

Matice na krajích unašečů mají závit tvořen do protipohybu otáčení rotoru, tj. jedna matice je s levým závitem. Po celém sesazení se ještě matice po obvodě navaří svary napříč, čímž dojde v vytvoření vroubků a lepšímu styku s drceným materiálem, což bude mít za následek neustálé samo-dotahování těchto matic.

Další kapitolou při konstrukčním návrhu jsou ozubené pláty a jejich ukotvení. Pláty jsou vsazeny do zámků unašečů, čímž tyto zámkové plny podobnou činnost jako uložení na pero. Držení plátů je též pomocí šroubového spoje a je možno toto držení realizovat dvěma způsoby. Vše je patrné z následujících obrázků. Ozubené pláty by byly odlitky a odlévaly by se ze stejného materiálu, jako pláty na provozně nasazený drtič MMD 625.

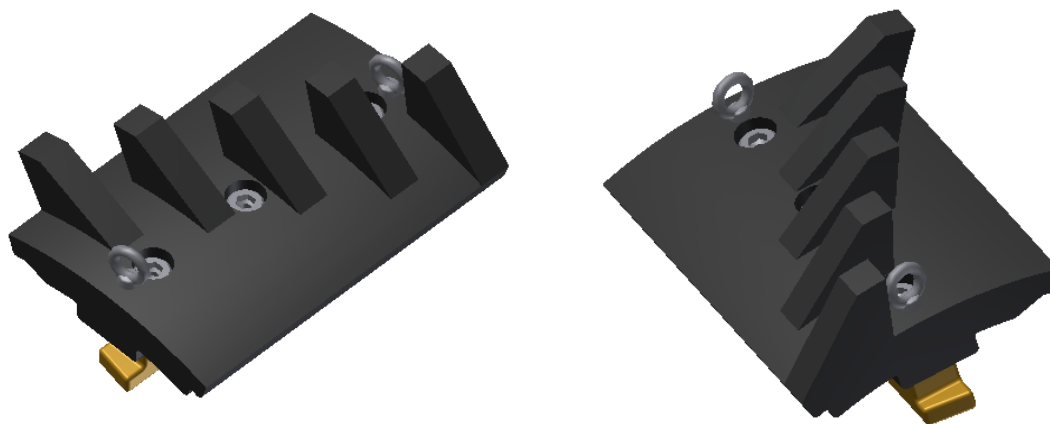
Tyto pláty se nyní odlévají ve slévárně Chomutov a jsou z oceli, která má obchodní název VTS. Charakteristika a složení tohoto materiálu je v následující tabulce č.3.

VTS (ocel Cr-Ni-Mo)		
Chemické složení v procentech		
C	Mn	Si
0.25	0,80	0.50
---	---	---

- Svařitelnost**  
Dobrá, podmíněná - předehřev na 150°C. Nanášet krátké, přerušované housenky. Svarový kov ihned zakovávat. Zajistit velmi pozvolné ochlazování. Materiál se nedoporučuje svařovat.
- Použití**  
Na formy pro vstřikové liti umělých hmot.  
Pro svou vysokou pevnost a houževnatost je ocel vhodná též na bagrové zuby a odlitky, kde se požaduje vysoká odolnost proti působení dynamických sil za současných rázů a vysoká abrazivzdomost.  
Ocel je značně samokalitelná na vzduchu.

Tabulka č.3 Vlastnosti a složení oceli VTS.

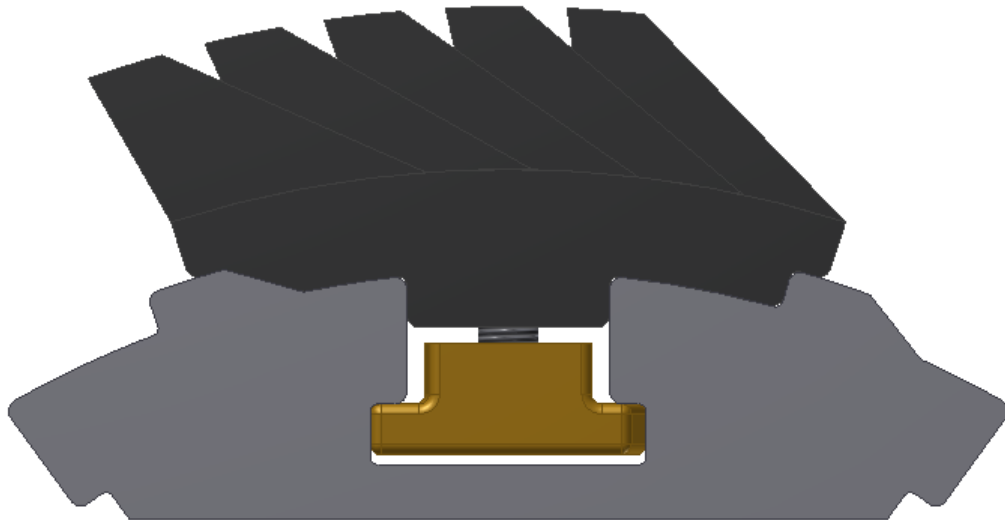
Navržený plát má hmotnost 78kg, tudíž manipulace s ním bude trochu složitá. V návrhu jsou pro montáž v plátu 2 otvory se závitem M12 pro dočasné namontování montážních ok a možností případného zavěšení na pomocné úvazky. Po usazení se oka demontují. Je zcela jasné, že tyto otvory se vlivem provozu znehodnotí a manipulace s pláty při demontáži bude muset být provedena náhradním řešením. Předpokládám, že tyto pláty se budou demontovat po jejich opotřebení, tudíž pak by se na pláty přivařily oka z kulatiny a manipulace by byla opět bezpečnější za pomoci úvazků.



Obrázek č.36 a č.37 Ozubené pláty s montážními oky [9].

Pláty jsou na rotoru poskládané do tvaru šípů účelově. Většina výrobců drtičů má ozubené pláty poskládané do tzv. šroubovice. Při výsypu rubaniny do středu válců, tak dochází k tomu, že pomocí šroubovice je rubanina roztahována jedním směrem, druhá strana začne plně pracovat, až když dochází k přepadům z důvodu přetížení té první strany. V případě uspořádání plátů do šípů dochází ihned k rovnoměrnému roztažení rubaniny do obou stran současně, což má kladný vliv i na rovnoměrné silové zatížení a zatížení na ohyb od rovnoměrného spojitého zatížení. Nevýhodou tohoto řešení je potřeba dvou druhů plátů. Základní tvar pro uchycení do unašeče je stejný. Jiné je rozmístění zubů a tím i jiné rozteče děr pro uchycení plátů pomocí šroubového spoje. Rozdíl v roztečích děr a rozmístění zubů je patný z detailního výkresu, který je součástí této diplomové práce.

V dalším bloku následuje seznámení s montáží plátů a jejich následnému ukotvení pomocí držáku břitů, který je součástí šroubového spoje.

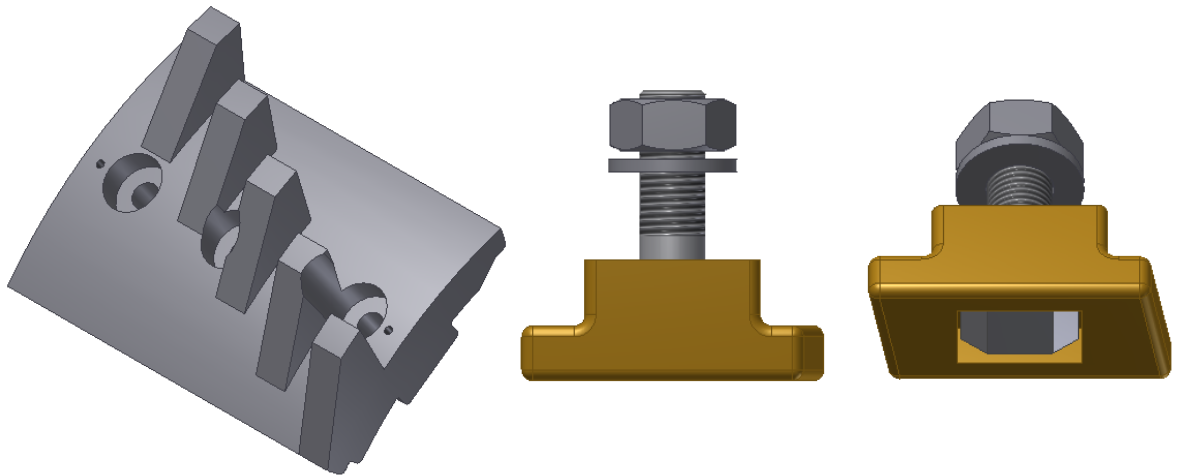


*Obrázek č.38 Ukotvený ozubený plát k unašeči [9].*

Plát je ukotvený pomocí držáku, který může v jednom případě sloužit jako matka nebo v druhém případě jako hlava šroubu. Kdyby se jednalo o druhý případ, tak držák slouží jako hlava a podložka zároveň. Do tohoto držáku by se vkládal šroub s hlavou ve tvaru T. Šroubový spoj první varianty je ve složení šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem, zajišťovací podložka Nord-Lock a držák s vnitřním závitem M30.

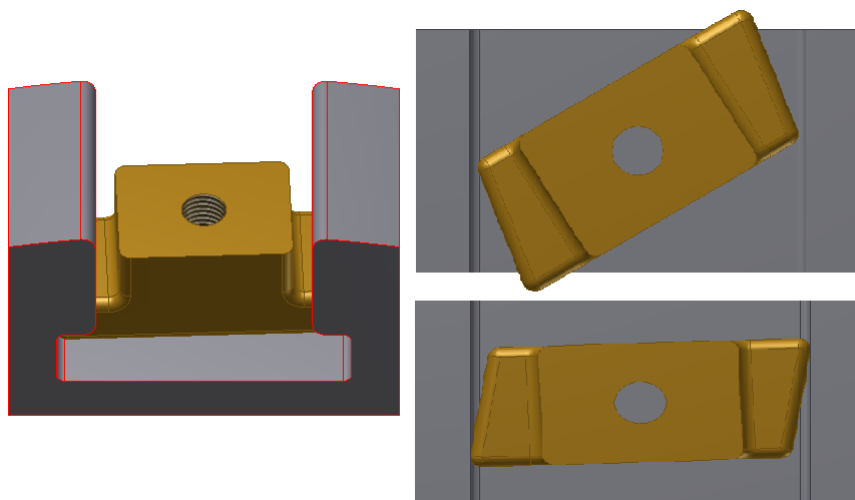
Druhá varianta je obdobná. Držák s průchozí dírou a drážkou pro hlavu šroubu ve tvaru T, podložka Nord-Lock a z důvodu lepšího jištění je použita samojistící matka.

Další z rozdílů mezi oběma variantami je použití rozměrů závitů. Při druhé variantě se použije spojení pomocí závitů M24. Důvodem tohoto zmenšení závitů je potřebný prostor pro utahovací nástroj matky, což je kovaný gola ořech. Vzhledem k této situaci se v plátech musí udělat průměrově větší zápusné otvory pro řádné dotažení matky. V případě použití závitů M30 by došlo k značnému porušení tvaru některých zubů. Jak je patrné z nadcházejícího obrázku, tak i při kotvení plátu na šroubový spoj M24 dojde k mírnému zásahu do geometrie některých zubů.



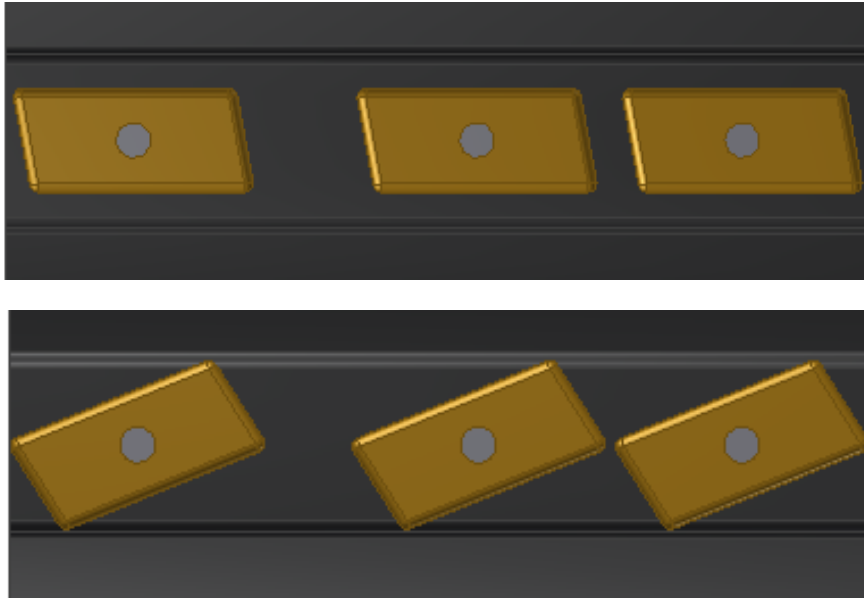
*Obrázek č.39 Plát a spojovací prvek při kotvení na šroubový spoj M24 [9].*

Základna držáku je ve tvaru kosodélníku z důvodu zapření se o boky drážky unašeče jak při utahování tak i při povolování. Z níže uvedeného obrázku je vidět tvar kosodélníku držáku, který umožňuje se zarazit a pro povolování se protočit o 180 stupňů a následně se též zarazit.



*Obrázek č.40 Ukázka možné volné manipulace držáku v drážce unašeče [9].*

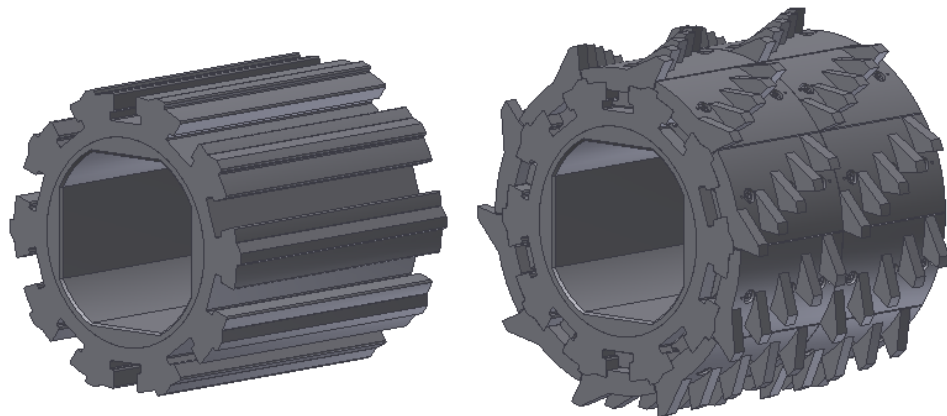
Při kotvení plátů je velmi důležité, aby kotvící plochy držáků byly maximálně využity a tím si 100% plnily svou funkci. Z tohoto hlediska je žádoucí zcela volný pohyb držáků mezi sebou a též nesmí svou geometrií přesahovat mimo obrysy plátu. O splnění tohoto požadavku jsou toho důkazem následující obrázky.



*Obrázek č.41 Poloha držáků před montáží plátu a volnost pohybu držáků mezi sebou [9].*

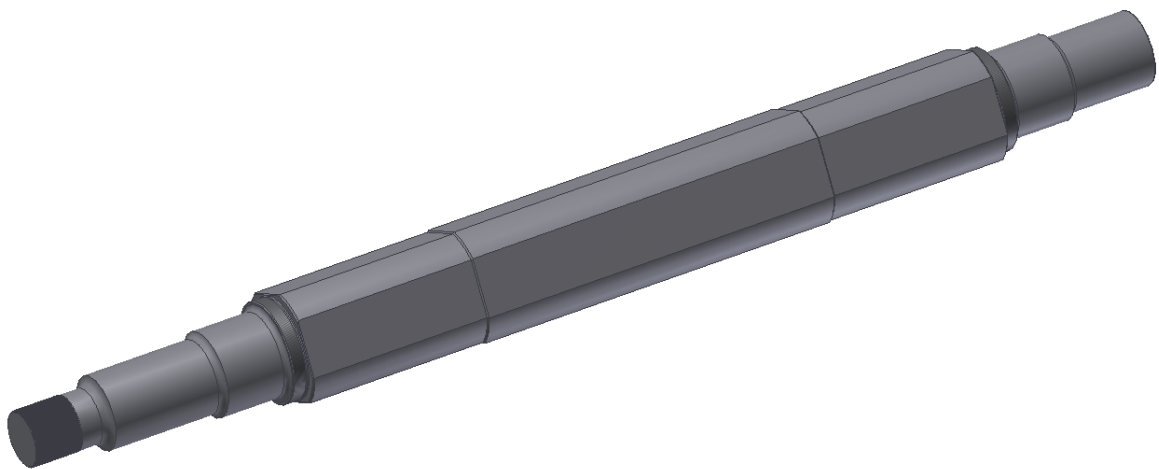
Před usazením plátu na unašeč, musí být držáky i se šrouby přichyceny k plátu a držáky musí být srovnány v podélném směru - viz horní obrázek.

Dalším komponentem navrhovaného rotoru je unašeč. Plní funkci držení ozubených plátů a přenáší potřebný krouticí moment mezi hřídelem a pláty. Jedná se o odlitek mezikruží, který je následně obroben do příslušných tvarů jak na vnějším průměru pro pláty, tak i na vnitřním pro čtyřboký polygonový spoj. Váha nastrojeného unašeče je 2 980 kg.



*Obrázek č.42 Finálně obrobený unašeč a kompletně nastrojený [9].*

Dalším velmi důležitým prvkem je hřídel. Jak již bylo zmíněno, na výrobu by byla použita kvalitní ocel. Samotný hřídel ve finálním tvaru má hmotnost 13 128 kg. Kompletní rotor včetně ložiskových těles má hmotnost 35 031 kg. Průměr jádra polygonového spoje je 570 mm pro dvojici krajních unašečů a 585mm pro dvojici středních. Rozměrové délky jsou patrné z přiloženého výkresu. V místech pro usazení ložisek je průměr hřídele 400mm. Jeden konec hřídele je volný, druhý je s průměrem 300mm opracován do tvaru evolventního drážkování pro ukotvení spojky. V krajních místech polygonového spoje je přechod na závit M550 se stoupáním závitu 6 pro matky, které brání axiálnímu posuvu unašečů.

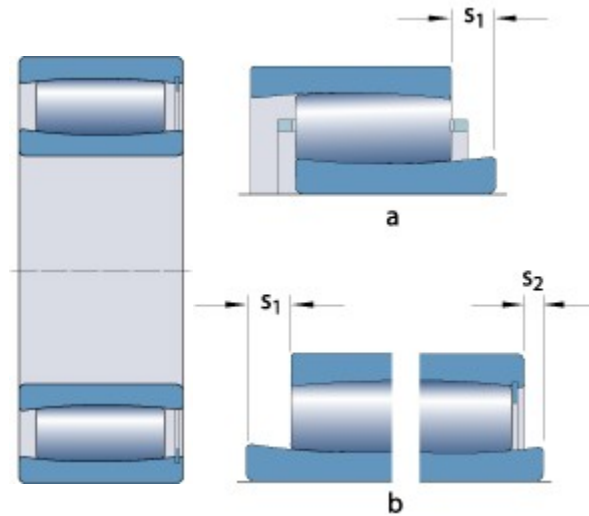


*Obrázek č.43 Hřídel navrhovaného rotoru drtiče [9].*

Posledními součástmi rotoru drtiče jsou ložisková tělesa s ložisky. Výběr byl proveden u známého výrobce SKF. Byly vybrány ložisková tělesa dělená s možností mazání tukem a s inovativními prvky labyrintového těsnění, které je určeno pro náročnější provozní podmínky. Ložisková tělesa mají označení SNL 3184 F a jsou bez možnosti axiálního posuvu ložiska v tělese domku. Na straně kde se nachází konec pro usazení spojky bylo zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko 23 184 CKJ/W33 s upínacím pouzdrem OH 3184 H. Tato strana byla zvolena jako axiálně pevná - vodící, bez možnosti axiálního posuvu. Důvodem je případný pohyb v oblasti spojky, což je nepřípustné.

Druhá strana má též těsné ložiskové těleso, ale jako ložisko zde byla zvolena varianta s ložiskem C 3184 K CARB s upínacím pouzdrem OH 3184 H. Zvláštností tohoto ložiska je spojení dvou druhů ložisek v jeden celek. Je to vlastně tzv. hybrid s vlastnostmi válečkového i soudečkového ložiska. Axiální posuv probíhá přímo v ložiskovém tělese. Při standardním provedení se soudečkovým ložiskem by axiální posuv probíhal mezi vnějším kroužkem ložiska a ložiskovým tělesem. Pro konstruktéra to má též jednu nepatrnou

výhodu, nemusí řešit délkovou rozměrovou toleranci. Princip tohoto ložiska je patrný z následujících obrázků.



Obrázek č.43 Možnost axiálního posuvu ložisek CARB [17].

Doporučené rychlosti od výrobce jsou u ložiska C 3184 K CARB - 670 ot/min a u ložiska 23 184 CKJ/W33 - 480 ot/min. Rotor drtiče má 80 ot/min, což je zcela vyhovující. Životnost ložisek bude ve výpočtech u pevnostních výpočtů hřídele.

## 5 Pevnostní výpočet hřídele

Nyní budou následovat pevnostní analýzy týkající se hřídele rotoru. Hodnoty napětí v ohybu, napětí v krutu a z toho vzešlé největší redukované napětí jsem si vyčetl z grafů, které jsou součástí programu Autodesk Inventor a v kterém jsem pomocí generátoru hřídelů hřídel navrhl a tím měl možnost si potřebné údaje převzít.

### 5.1 Určení zatěžujících sil hřídele rotoru

Zatěžujících sil navrženého hřídele je několik a všechny působí v kolmém tj. radiálním směru. Do těchto sil je zahrnuta gravitační síla v podobě hmotnosti komponentů nasazených na hřídel. Tato síla působí na hřídel jako spojitě zatížení v délce 4 000mm. Toto zatížení je 123 880 N.

Dále je zde ve stejné délce spojitě zatížení, též jako gravitační síla z hmotnosti. Jedná se o rubaninu, která se může v případě závalu navršit v násypce nad rotory až do výše cca 1,5m, což bude v zarovnaném stavu rubaniny činit cca 1m. Násypka má rozměry v půdoryse 4m x 2,5m. Z jednoduchého objemového výpočtu kvádrů vychází 5m<sup>3</sup> na jeden

rotor. V přepočtu na tuny ( $1\text{m}^3 = \text{cca } 0,8\text{t}$  uhlí) a vynásobené tíhovým zrychlením tím vychází spojité zatížení 39 240 N na jeden rotor.

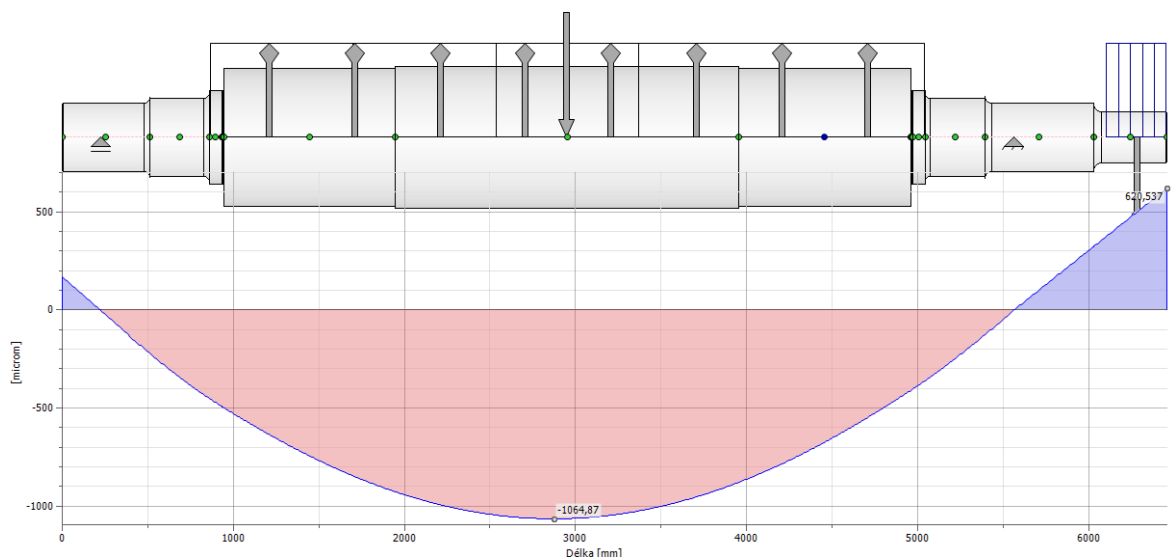
Jedním z dalších výpočtů bylo zahrnutí síly z kinetické energie dopadu rubaniny na rotory. Ač padá rubanina z výšky kolem 5ti metrů, nelze ji považovat jako za jeden monolitický blok, nýbrž jen jako jeden úsek v délce 0,3m (zrnitost rubaniny před drcením je v průměru 300mm) z celkového počtu ujetých metrů pasového dopravníku během hodiny, kdy k drtiči dopraví 3 000t uhlí. Jen pro zajímavost sdělují, že onen krátký úsek činí 52kg, což ve výsledku dělá zatížení 255 N na jeden rotor.

Na konci hřídele bude nasazena na evolventním drážkování spojka o celkové hmotnosti 626 kg. Tato hmotnost je podělena mezi převodovku a hřídel rotoru. Spojité zatížení v tomto úseku je 3 070N.

Posledním zatížením hřídele je krouticí moment, který je vypočtený z výkonu navrženého elektromotoru (570 kW) a jako reakce rozdělen dle působení 8 zubů v jeden moment drcení. Krouticí moment činí 68 588 N·m.

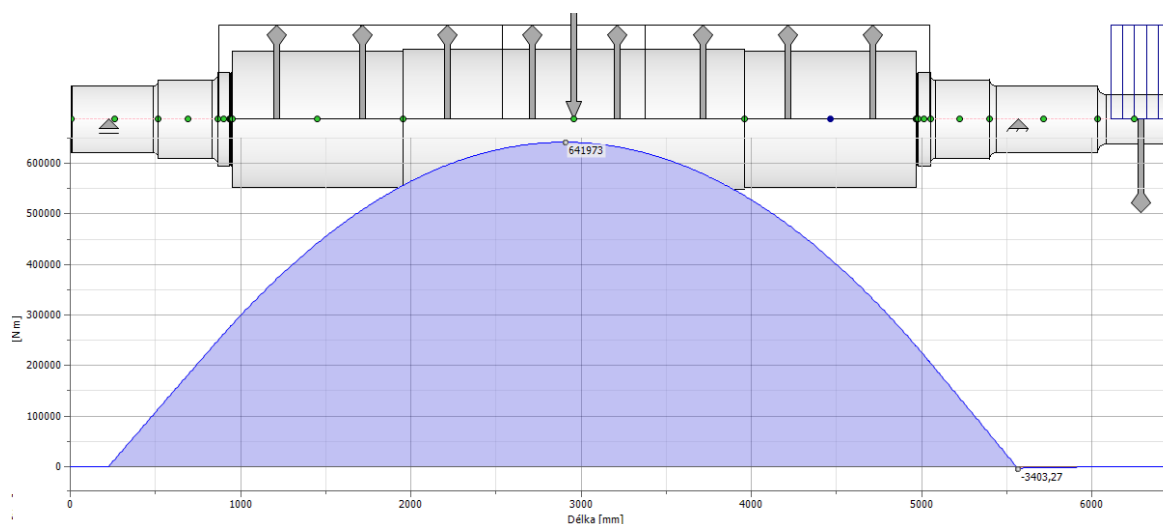
$$P_M = \frac{M_{k1} \cdot 2\pi \cdot n}{60} \Rightarrow M_{k1} = \frac{P_M \cdot 60}{2\pi \cdot n} = \frac{570\,000 \cdot 60}{2\pi \cdot 79,36} = 68\,588 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6)$$

Veškeré grafy, s výslednými hodnotami jsou pouze z roviny Y-Z na rovině X-Z se žádné hodnoty neobjevují.

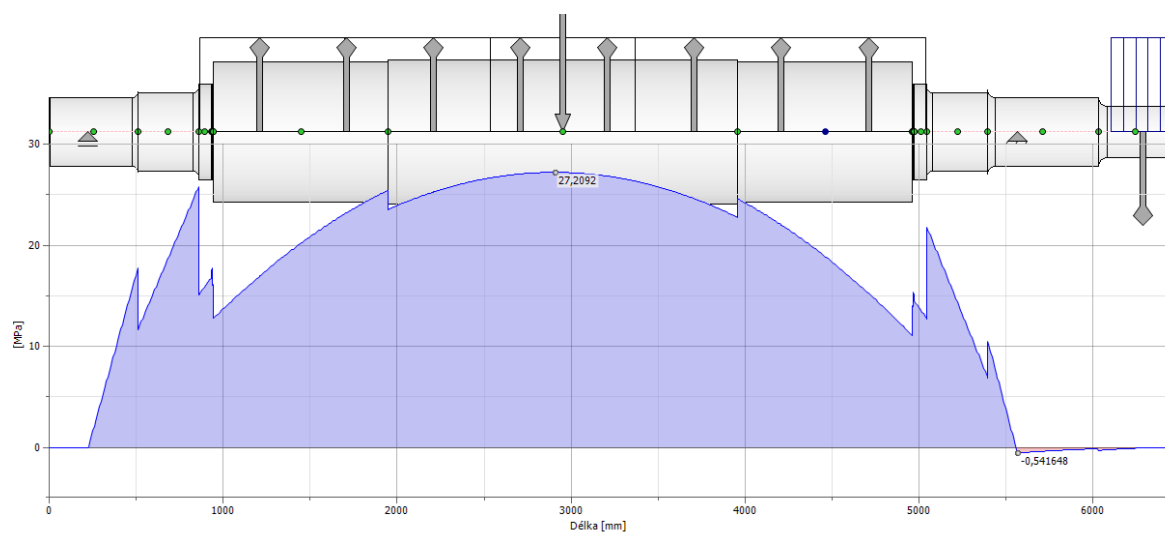


Obrázek č.44 Průhyb hřídele s nejvyššími špičkami - dolů 1,064 mm; nahoru 0,62 mm [9].

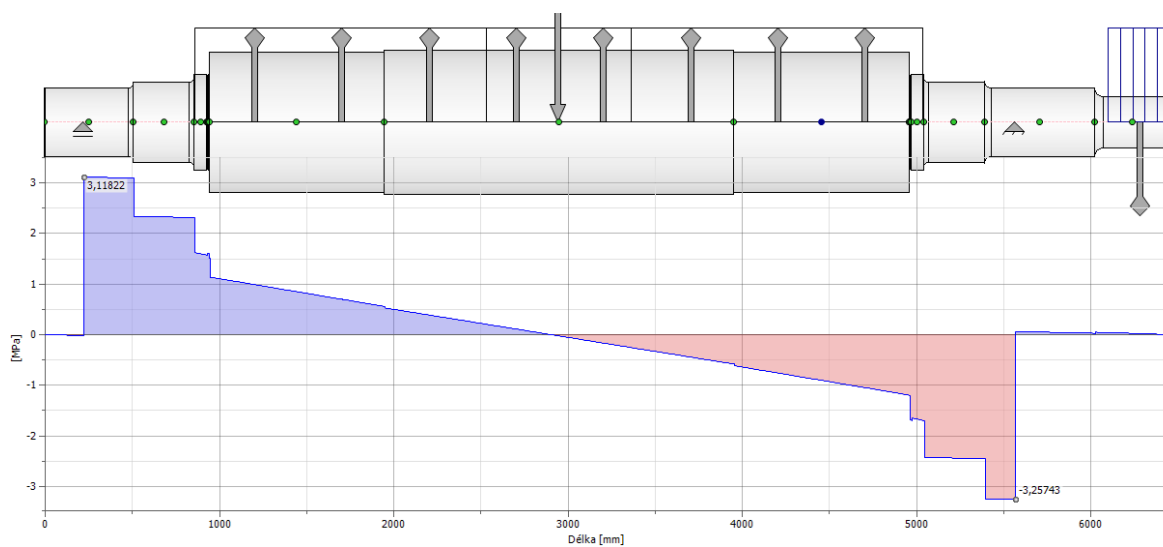




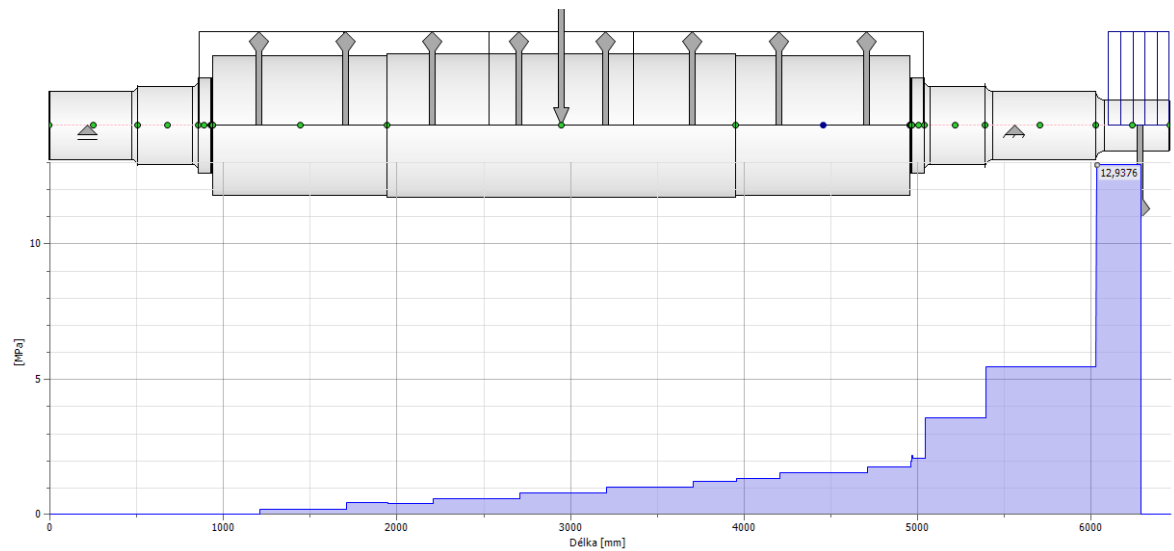
Obrázek č.45 Největší ohybový moment - 641 973 N·m [9].



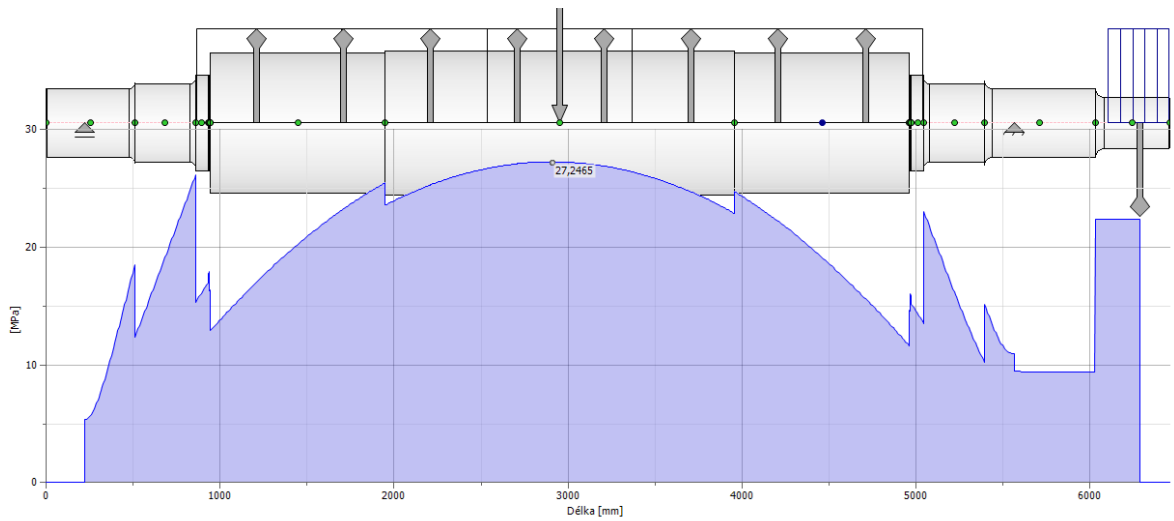
Obrázek č.46 Největší napětí v ohybu - 27,21 MPa [9].



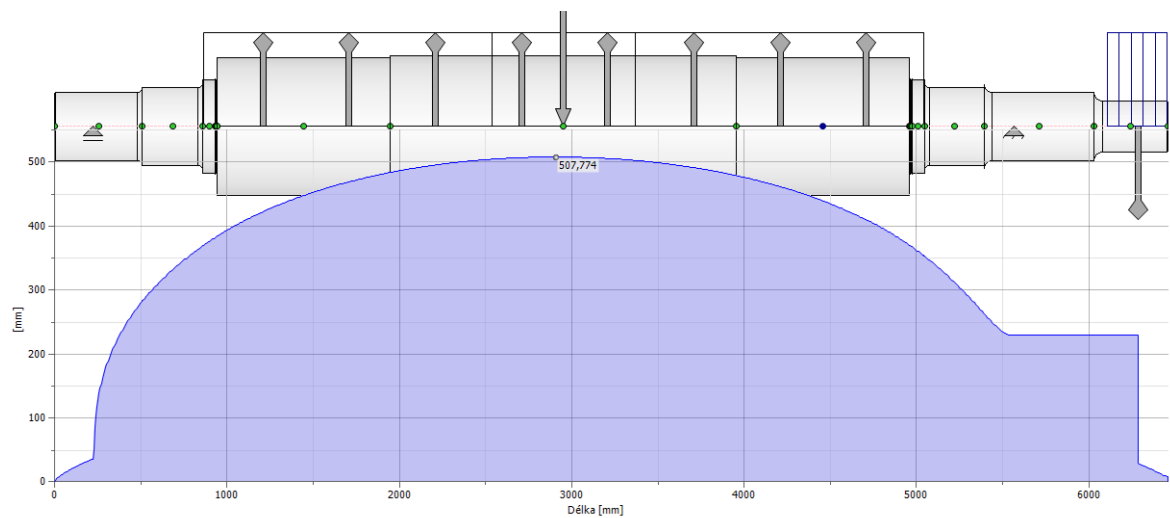
Obrázek č.47 Největší napětí ve smyku - 3,19 a 3,26 MPa [9].



Obrázek č.48 Největší napětí v krutu - 12,94 MPa [9].



Obrázek č.49 Největší redukované napětí - 27,25 MPa [9].



Obrázek č.50 Doporučený ideální průměr hřídele - 507,7mm [9].

Výsledky		1. podpora		2. podpora	
L	6458,500 mm	F <sub>Z</sub>	0,000 N	F <sub>Z</sub>	0,000 N
Hmotnost	13128,184 kg	F <sub>Y</sub>	394014,703 N	F <sub>Y</sub>	417247,419 N
σ <sub>B</sub>	27,209 MPa	F <sub>X</sub>	0,000 N	F <sub>X</sub>	0,000 N
τ <sub>S</sub>	3,257 MPa	Y <sub>Y</sub>	0,000 microm/N	Y <sub>Y</sub>	0,000 microm/N
τ	12,938 MPa	f <sub>Y</sub>	-0,001 microm	f <sub>Y</sub>	-0,120 microm
σ <sub>T</sub>	0,000 MPa	f <sub>X</sub>	0,000 microm	f <sub>X</sub>	0,000 microm
σ <sub>red</sub>	27,247 MPa				
f <sub>max</sub>	1064,869 microm				
φ	0,04 deg				

Obrázek č.51 Celkový přehled důležitých výsledků pro další využití na výpočty[ ].

Jak je patrné z grafů, díky použití polygonového spoje došlo k navýšení průměru hřídele, tím ke snížení hmotnosti na hřídel nasazených komponent a k velkému snížení redukovaného napětí. Vzhledem k už nízkému redukovanému napětí, můžu i snížit nároky na výběr velmi kvalitní oceli, což by se v případě výroby velmi pozitivně odrazilo z hlediska finanční náročnosti.

Při doporučeném průměru hřídele, je mnou navrhnutý hřídel průměrově předimenzován. Myslím si, že by mnou navržený průměr by mohl být o něco snížen, ale ne o moc. Při snižování průměru hřídele by se opět zvedlo spojitě zatížení od hmotnostně narůstajících komponent.

## 5.2 Výpočet statických a dynamických součinitelů bezpečnosti

### Výpočet součinitele statické bezpečnosti

Pro výrobu hřídele byla zvolena ocel ČSN 12 061.6

Potřebné hodnoty zvolené oceli: Pevnost v tahu -  $R_m = 750 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu -  $R_e = 420 \text{ MPa}$

$$k_{sh} = \frac{R_e}{k_{sM} \cdot \sigma_{red}} = \frac{420}{27,247} = 15.41 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7)$$

$k_{sM}$  - dynamický součinitel záběrového momentu elektromotoru. V tomto případě neuplatněn - mezi motorem a převodovkou je hydrodynamická spojka.

Tento součinitel je např. používán při řemenovém převodu. [—]

### Dynamická kontrola hřídele

$$k_{D\sigma} = \frac{\sigma_{co}^x}{\sigma_{co}} \quad (8)$$

$$\sigma_{co} = 0,49 \cdot R_m \Rightarrow \sigma_{co} = 0,49 \cdot 750 = 367,5 \text{ MPa} \quad (9)$$

$$\sigma_{co}^x = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \vartheta_\sigma}{\beta_\sigma} \Rightarrow \sigma_{co}^x = 367,5 \cdot 0,78 \cdot 0,62 = 117,723 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$k_{D\sigma} = \frac{\sigma_{co}^x}{\sigma_{co}} \Rightarrow k_{D\sigma} = \frac{367,5}{117,723} = 3,121 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$\sigma_{co}$  - trvalá mez únavy v ohybu u zvolené oceli [MPa]

$\sigma_{co}^x$  - mez únavy ve vyšetřovaném místě součásti [MPa]

$k_{D\sigma}$  - součinitel dynamické kontroly [-]

$\varepsilon_p$  - součinitel jakosti povrchu [-]

$\vartheta_\sigma$  - součinitel velikosti součásti [-]

$\beta_\sigma$  - vrubový součinitel pro ohyb - ve vyšetřovaném místě není vrub [-]

### Statická kontrola hřídele

$$k_{S\tau} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_k} \Rightarrow k_{S\tau} = \frac{0,577 \cdot 420}{12,938} = 18,73 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (11)$$

$k_{S\tau}$  - součinitel statické kontroly [-]

$\tau_k$  - napětí v krutu ve vyšetřovaném místě [MPa]

### Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{SD} = \frac{k_{D\sigma} \cdot k_{S\tau}}{\sqrt{k_{D\sigma}^2 + k_{S\tau}^2}} \Rightarrow k_{SD} = \frac{3,121 \cdot 18,73}{\sqrt{3,121^2 + 18,73^2}} = 3,07 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (12)$$

## **5.3 Výpočet životnosti ložisek**

Pro výpočtech ložisek výrobci používají *základní výpočtovou trvanlivost*  $L_{10}$ , což je předpokládaná hodnota trvanlivosti založená na základní radiální dynamické únosnosti,

přiřazená 90% spolehlivosti. Výrobci ložisek se dohodli, že smluvní hodnota počtu otáček odpovídající *základní (radiální nebo axiální) dynamické únosnosti* každého ložiska uvedeného v katalogu je  $10^6$  otáček, a tento počet otáček považují za základní výpočtovou trvanlivost ložiska  $L_{10}$ .

$$C = F_d \cdot \left( \frac{L_D \cdot n \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \Rightarrow L_D = \left( \frac{C}{F_d} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad (13)$$

$C$  – základní dynamická únosnost ložiska [kN]

$F_d$  – radiální zatížení ložiska [kN]

$L_D$  – základní trvanlivost [hod.]

$n$  – frekvence otáčení [ $ot \cdot min^{-1}$ ]

Výpočet ložiska C 3184 K (  $C = 6\,000$  kN ;  $F_d = 394,014$  kN ;  $n_d = 79,36$   $ot \cdot min^{-1}$  )

$$L_D = \left( \frac{C}{F_d} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_D \cdot 60} = L_D = \left( \frac{6\,000}{394} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{79,36 \cdot 60} = 741\,672 \text{ hod.} \quad (13.1)$$

Výpočet ložiska 23 184 CKJ/W33

(  $C = 5\,600$  kN ;  $F_d = 417,247$  kN ;  $n_d = 79,36$   $ot \cdot min^{-1}$  )

$$L_D = \left( \frac{C}{F_d} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_D \cdot 60} = L_D = \left( \frac{5\,600}{417} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{79,36 \cdot 60} = 508\,631 \text{ hod.} \quad (13.2)$$

## 5.4 Výpočet evolventního drážkování

Výpočet bude proveden na průměr hřídele 300mm. Dle strojnických tabulek byl zvolen modul 5 s počtem zubů 58

$$p_{zd} = \frac{2 \cdot F_{sd}}{(d_{hh} - d_{nh}) \cdot l_d} \leq p_{zd-dovol} \Rightarrow \frac{2 \cdot F_{sd}}{(d_{hh} - d_{nh}) \cdot p_{zd-dovol}} \leq l_d \quad (14)$$

$$F_{sd} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{0,5 \cdot Z_d \cdot D_{sd}} \quad (15)$$

$$D_{sd} = \frac{d_{hh} + d_{nh}}{2} \quad (16)$$

$$d_{nh} = d_h - (2 \cdot m) \quad (17)$$

$$d_{hh} = d_h - (0,2 \cdot m) \quad (18)$$

$D_{sd}$  - střední průměr evolventního drážkování [mm]

$d_{hh}$  - průměr evolventního drážkování hřídele - hlava zubu [mm]

$D_{nh}$  - průměr evolventního drážkování náboje spojky - hlava zubu [mm]

$F_{sd}$  - síla na jeden zub evolventního drážkování [N]

$p_{zd}$  - tlak na bok zubu evolventního drážkování [MPa]

$p_{zd-dovol}$  - dovolený tlak na bok zubu evolventního drážkování

údaj ze strojnických tabulek [MPa]

$Z_d$  - počet zubů evolventního drážkování [–]

$l_d$  - délka evolventního drážkového spoje [mm]

$m$  - modul ozubení evolventního drážkování [–]

$M_{k2}$  - krouticí moment na evolventním drážkování [N · m]

$d_h$  - průměr hřídele pro evolventní drážkování [mm]

$$d_{hh} = d_h - (0,2 \cdot m) \Rightarrow 300 - (0,2 \cdot 5) = 300mm$$

$$D_{nh} = d_h - (2 \cdot m) \Rightarrow 300 - (2 \cdot 5) = 290mm$$

$$D_{sd} = \frac{d_{hh} + D_{nh}}{2} = 295mm$$

$$F_{sd} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{0,5 \cdot Z_d \cdot D_{sd}} \Rightarrow F_{sd} = \frac{2 \cdot 68\,588\,000}{0,5 \cdot 58 \cdot 295} = 16\,034\,N$$

$$p_{zd} = \frac{2 \cdot F_{sd}}{(d_{hh} - D_{nh}) \cdot l_d} \leq p_{zd-dovol} \Rightarrow \frac{2 \cdot F_{sd}}{(d_{hh} - D_{nh}) \cdot p_{zd-dovol}} \leq l_d$$

$$l_d \geq \frac{2 \cdot 16\,034}{(300 - 290) \cdot 35} = 91,62mm$$

Délka evolventního drážkování byla zvolena v celkové délce 250mm z důvodu delšího náboje spojky. Délka náboje spojky je výrobcem doporučena.

## **6 Návrh pohonné jednotky rotoru**

Z dosavadních zkušeností při provozování drtiče MMD 625 vyplynulo, že uložení celé pohonné jednotky jako celek svázaný se základním rámem - násypkou, přes tvrdou zubovou spojku, nebude nejvhodnějším řešením. Veškeré rázy vzniklé při procesu drcení, se přenáší i na pohonnou jednotku, které takové zatěžování špatně snáší. Závady v podobě vadného ložiska na výstupu převodovky, či popraskané a vyštípané zuby z ozubených soukolí převodovky jsou toho jasným důkazem.



*Obrázek č.51 a č.52 Vadné součásti převodovky rotoru drtiče MMD 625 [9].*

Z výše uvedených důvodů navrhuji pohon na samostatném rámu s přenosem kroutícího momentu mezi převodovkou a hřídelem rotoru nějakou vhodně odpruženou spojkou, aby nedocházelo k přenosům rázu na pohonnou jednotku.

Též navrhuji celou jednotku dodat jedním výrobcem, aby v případě pozdějších reklamací nevznikaly nesrovnalosti s výmluvami o nevhodnosti použitých komponent, které měly za následek vadu na součásti jiného výrobce. Tento trend se v dnešní době stává běžným jevem.

Z mého pohledu padl výběr na produkty firmy Siemens a jejich odnoží Siemens - Flender, které vyrábějí převodovky a též i spojky pro mnou navrhovaný pohon.


Mnou navrhovaný pohon by měl vypadat následovně. Elektromotor - hydrodynamická spojka - čelní dvoustupňová převodovka - a jako poslední prvek, vhodně odpružená spojka.

## 6.1 Návrh elektromotoru

Dle již na začátku provedených výpočtu, byl vybrán elektromotor od firmy Siemens a to konkrétně z katalogu D 84.1 z roku 2009.

Jedná se o motor vzduchem chlazeným, vysokonapětovým, 6ti pólovým, s výstupními otáčkami  $992 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  a výkonem 570 kW.

Vzhled motoru, technické a rozměrové parametry jsou vidět na následujících obrázcích.



**Technical data**

*Technical data at a glance*

H-compact 1LA4	
Rated voltage	2.0 ... 11 kV
Rated frequency	50/60 Hz
Motor type	Induction motor with squirrel-cage rotor
Type of construction	IM B3, IM V1
Degree of protection	IP55
Cooling method	IC411
Stator winding insulation	Thermal class 155 (F), utilized to 130 (B)
Shaft height	315 ... 630 mm
Bearings	Rolling-contact bearings, sleeve bearings
Cage material	Die-cast aluminum or copper (dependent on the shaft height and number of poles)
Standards	IEC, EN

*Power range for IEC motors for line operation*

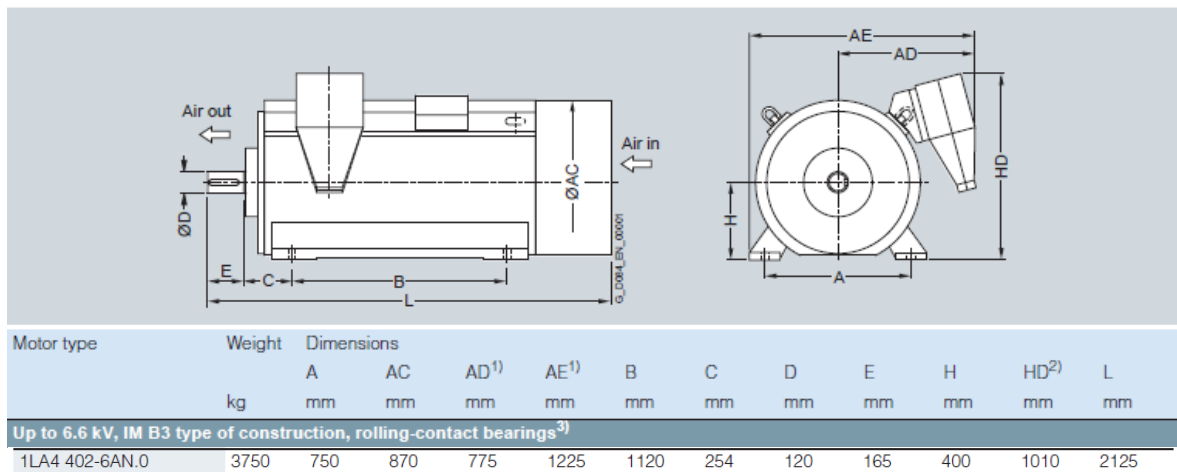
1LA4, 1MS4 (Ex nA), 1MG4 (Ex px) series

The 1LA4 data also apply to explosion-proof 1MG4 (Ex px) and 1MS4 (Ex nA) motors.

Rated power	High voltage motor H-compact	Speed	Rated current	Efficiency		Power factor		Torque	Break-down torque	Locked-rotor torque	Locked-rotor current	Moment of inertia	
IEC			$I_{rated}$ at 6 kV	4/4 load	3/4 load	4/4 load	3/4 load	$T_B/T_{rated}$	$T_{LP}/T_{rated}$	$I_{LP}/I_{rated}$	Motor	External, max. 1)	
kW		Order No.	rpm	A	%	%	cos φ	cos φ	Nm	[-]	[-]	[-]	kgm <sup>2</sup>
2.0 ... 6.6 kV, 50 Hz													
6-pole													
570	1LA4 402-6AN	992	68.0	95.7	95.9	0.84	0.81	5487	2.30	1.10	5.5	24.2	1193

Obrázek č.53 Navržený motor s technickými daty [11].





Obrázek č.54 Navržený motor s jeho rozměrovými parametry [11].

## 6.2 Návrh převodovky

Výběr převodovky byl proveden z katalogu MD 20.1 r.2006/2007

Byla vybrána převodovka s označením H2 SH 15 s převodovým poměrem  $i = 12,5$ . Jedná se o čelní dvoustupňovou převodovku s plnými výstupními hřídelemi, s připojením na spojku pomocí pera. Tato převodovka je horizontální a ve velikostní řadě č.15. Speciálně upravené průmyslové převodovky Siemens - Flender splňují ochranu proti explozi prachu podle 94/9/ES (ATEX 95), resp. NV č. 23/2003 Sb., zóny 22.



Obrázek č.55 Čelní horizontální převodovka Siemens - Flender [12].

### Jmenovitý výkon převodovky

$$P_{2N} \geq P_2 \cdot f_1 \cdot f_2 \Rightarrow P_{2N} \geq 570 \cdot 2 \cdot 1 \Rightarrow P_{2N} \geq 1\,140\,kW \quad \text{vyhovuje} \quad (19)$$

$P_{2N} = 1\,197\,kW$  - jmenovitý výkon elektromotoru na vstupu převodovky

$f_1$  - provozní součinitel hnaného stroje, což je součinitel provozních dynamických sil  
pro drtiče je stanoven součinitel = 2

$f_2$  - provozní součinitel hnacího stroje - pro elektromotor = 1

Nennleistungen $P_{2N}$ (kW) / Nominal power ratings $P_{2N}$ (kW) / Puissances nominales $P_{2N}$ (kW)																									
$i_N$	$\eta_1$	$\eta_2$	Getriebegrößen / Gear unit sizes / Tailles réducteurs																						
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
12.5	1000	80	56	93	113	169	214	282	353	496	618	720	896	1197	1340	1633	1926	2446	2806	3434	3836	4523			

Obrázek č.56 Tabulka pro určení jmenovitého výkonu elektromotoru (velikost 15) [12].

$$3,33 \cdot P_2 \geq P_{2N} \quad (20)$$

$$3,33 \cdot 570 = 1\,898\,kW \geq P_{2N} = 1\,140\,kW \quad \text{vyhovuje}$$

### Jmenovitý točivý moment $T_2$ na výstupu převodovky

Nenn-Abtriebsdrehmomente T <sub>2N</sub> (kNm) Nominal output torques T <sub>2N</sub> (kNm) / Couples nominaux de sortie T <sub>2N</sub> (kNm)																									
i <sub>N</sub>	Getriebegrößen / Gear unit sizes / Tailles réducteurs																								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	
12.5		6.7	11.2	13.5	20.2	25.6	33.7	42.2	59.3	73.8	86	107	143	160	195	230	292	335	410	458	540	620	780	880	

Obrázek č.57 Točivý moment  $T_{2N}$  na výstupu zvolené převodovky (velikost 15) [ ].

$$T_{2N} \geq T_2 = i_N \cdot \frac{30 \cdot P_2}{\pi \cdot n_1} \Rightarrow T_{2N} \geq 12,5 \cdot \frac{30 \cdot 570}{\pi \cdot 992} = 68,588\,kN \cdot m \quad \text{vyhovuje} \quad (21)$$

### Kontrola převodovky na oteplení

O přídavném chlazení převodovky se rozhoduje na základě tepelné kapacity převodovky  $P_G$ , to ale není potřeba použít, jestliže platí:

$$P_G \geq P_2 \Rightarrow P_2 = 570\,kW \quad (22)$$

Přídavné chlazení je vyžadováno, jestliže platí podmínka:

$$P_G < P_2 \Rightarrow P_2 = 570\,kW \quad (23)$$

$P_2$  - výkon elektromotoru

### Výpočet tepelné kapacity

<b>1) ohne Zusatzkühlung / without auxiliary cooling / sans refroidissement</b> $P_G = P_{GA} \cdot f_4 \cdot f_8$   $P_{GA} = 64.8 \text{ kW}$ (siehe Seite / see page / voir page 48) $P_G = 57 \text{ kW}$   $f_4 = 0.88$   $f_8 = 1.0$			
$P_G < P_2$ : Zusatzkühlung erforderlich / auxiliary cooling required refroidissement auxiliaire nécessaire 2) Lüfter / fan / ventilateur 3) Kühlschlange / cooling coil / serpentin 4) Lüfter und Kühlschlange / fan and cooling coil / ventilateur et serpentin 5) Wasser- / Luft-Ölkühler / water- / air-oil cooler / radiateur eau / air-huile			
<b>2) Lüftereinsatz möglich / Fan possible / Montage ventilateur possible</b> $P_G = P_{GB} \cdot f_4 \cdot f_8$   $P_{GB} = 140 \text{ kW}$ (siehe Seite / see page / voir page 48) $P_G = 123.2 \text{ kW}$   $f_4 = 0.88$   $f_8 = 1.0$			
$P_G < P_2$ : Zusatzkühlung erforderlich / auxiliary cooling required refroidissement auxiliaire nécessaire 3) Kühlschlange / cooling coil / serpentin 4) Lüfter und Kühlschlange / fan and cooling coil / ventilateur et serpentin 5) Wasser- / Luft-Ölkühler / water- / air-oil cooler / radiateur eau / air-huile		$P_G \geq P_2$	
<b>3) Einsatz Kühlschlange möglich / Cooling coil possible Montage serpentin possible</b> $P_G = P_{GC} \cdot f_5 \cdot f_8$   $P_{GC} = 174 \text{ kW}$ (siehe Seite / see page / voir page 48) *) $P_G = 161.8 \text{ kW}$   $f_5 = 0.93$   $f_8 = 1.0$			
$P_G < P_2$ : Zusatzkühlung erforderlich / auxiliary cooling required refroidissement auxiliaire nécessaire 4) Lüfter und Kühlschlange / fan and cooling coil / ventilateur et serpentin 5) Wasser- / Luft-Ölkühler / water- / air-oil cooler / radiateur eau / air-huile		$P_G \geq P_2$	
<b>4) Einsatz Lüfter und Kühlschlange möglich / Fan and cooling coil possible Montage ventilateur et serpentin possible</b> $P_G = P_{GD} \cdot f_5 \cdot f_8$   $P_{GD} = 241 \text{ kW}$ (siehe Seite / see page / voir page 48) *) $P_G = 224.1 \text{ kW}$   $f_5 = 0.93$   $f_8 = 1.0$			
$P_G < P_2$ : Zusatzkühlung erforderlich / auxiliary cooling required refroidissement auxiliaire nécessaire 5) Wasser- / Luft-Ölkühler / water- / air-oil cooler / radiateur eau / air-huile		$P_G \geq P_2$	

Obrázek č.58 Vzorce pro výpočet tepelné kapacity převodovek - zadané výrobcem [12].

$$P_G = P_{G(A;B)} \cdot f_4 \cdot f_8 \quad P_G = P_{G(C;D)} \cdot f_5 \cdot f_8 \quad (24) \quad (25)$$

$P_{GA}$  - bez chlazení

$P_{GB}$  - chlazení ventilátorem

$P_{GC}$  - s vodním chlazením ( chladič - had s vodou )

$P_{GD}$  - s vodním chlazením ( chladič - had s vodou ) + ventilátorem

$f_4$  - koeficient okolní teploty, pro převodovky bez pomocného chlazení nebo chlazení ventilátorem

Tabelle 4 Table 4 Tableau 4	Wärmefaktor Thermal factor Facteur thermique	(Getriebe ohne Zusatzkühlung oder mit Lüfterkühlung) (Gear units without auxiliary cooling or with fan) (Réducteurs sans refroidissement supplémentaire ou avec ventilateur)							
Umgebungstemperatur / Ambient temperature / Température ambiante	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C
$f_4$	1.11	1.06	1.00	0.94	0.88	0.82	0.75	0.69	0.63

Obrázek č.59 Určení koeficientu  $f_4$  [12].

$f_5$ - koeficient okolní teploty, pro převodovky s vodním chlazením nebo vodním chlazením + ventilátorem

Tabelle 5 Table 5 Tableau 5	Wärmefaktor Thermal factor Facteur thermique	(Mit Kühlung durch Kühlschlange oder mit Kühlung durch Lüfter und Kühlschlange) (For cooling with cooling coil, or with fan and cooling coil) (Avec refroidissement par serpentin ou ventilateur et serpentin)							
Umgebungstemperatur / Ambient temperature / Température ambiante	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C
$f_5$	1.05	1.03	1.00	0.97	0.93	0.90	0.87	0.84	0.81

Obrázek č.60 Určení koeficientu  $f_5$  [12].

$f_8$  - koeficient olejového mazání převodovky  
 - pro brodivé = 1,0  
 - pro nucené = 1,05

### Zahnradgetriebe

Wärmegrenzleistungen

Bauart H2..

Größen 4 - 26

$n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$

### Gear Units

Thermal Capacities

Type H2..

Sizes 4 - 26

$n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$

### Réducteurs à engrenages

Capacités thermiques

Type H2..

Tailles 4 - 26

$n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$

Wärmegrenzleistungen P <sub>G</sub> (kW) / Thermal capacities P <sub>G</sub> (kW) / Capacités thermiques P <sub>G</sub> (kW)																									
i <sub>N</sub>		Getriebegrößen / Gear unit sizes / Tailles réducteurs																							
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	
12.5	P <sub>GA</sub>	47.8	63	72.3	90.2	95.6	116	122	178	194	226	252	235	235	260	250	301	289	*	*	*	*	*	*	*
	P <sub>GB</sub>	87.6	123	142	191	205	244	259	425	475	572	648	637	656	833	844	*	*	*	*	*	*	*	*	
	P <sub>GC</sub>	93.6	149	165	236	250	342	375	549	710	906	1046	1128	1164	1430	1470	*	*	*	*	*	*	*	*	
	P <sub>GD</sub>	126	201	226	327	346	455	498	766	960	1212	1401	1459	1506	1914	1965	*	*	*	*	*	*	*	*	

Obrázek č.61 Teplené kapacity  $P_G$  pro zvolenou převodovku [12].

$$P_G = P_{GB} \cdot f_4 \cdot f_8 = 637 \cdot 0,88 \cdot 1 = 560 \text{ kW}$$

$$P_G = 560 \text{ kW} < P_2 = 570 \text{ kW} \Rightarrow \text{vyžadováno přídavné chlazení ventilátorem}$$

$$P_G = P_{GC} \cdot f_5 \cdot f_8 = 1128 \cdot 0,93 \cdot 1 = 992 \text{ kW}$$

$$P_G = 992 \text{ kW} > P_2 = 570 \text{ kW} \Rightarrow \text{nevyžadováno vodní chlazení}$$

Přesný typ zvolené převodovky

Navrhuji použít dvoustupňovou převodovku SIEMENS – Flender typ H2 SH - 15 s jmenovitým převodovým poměrem  $i_N = 12,5$  a přídatným vnějším chlazením ventilátorem. Navržená převodovka splňuje ochranu proti explozi prachu podle 94/9/ES (ATEX 95), resp. NV č. 23/2003 Sb., zóny 22.

Rozměrové parametry zvolené převodovky jsou v následujících obrázcích - tabulkách.

Jedná se o velikost č.15.

**Zahnradgetriebe**

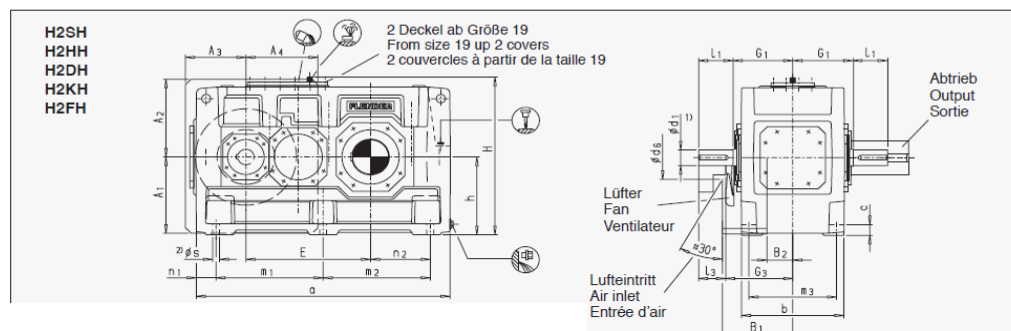
Zweistufig  
Horizontal  
Bauarten H2.H, H2.M  
Größen 13 - 22

**Gear Units**

Two Stage  
Horizontal  
Types H2.H, H2.M  
Sizes 13 - 22

**Réducteurs à engrenages**

à deux trains  
Horizontal  
Types H2.H, H2.M  
Tailles 13 - 22





Dle obrázku č.62 budou potřeba 2 různé varianty. Varianta A pro jeden rotor a varianta B pro druhý rotor.

### **6.3 Návrh spojky mezi motorem a převodovkou**

Dalším z velmi důležitých prvků navrhované pohonné jednotky rotoru je spojka mezi motorem převodovkou. Pro návrh spojek byl použit katalog MD 10.1 r.2008. Jak již bylo zmíněno, celá pohonná jednotka bude osazena komponenty od výrobce Siemens - Flender.

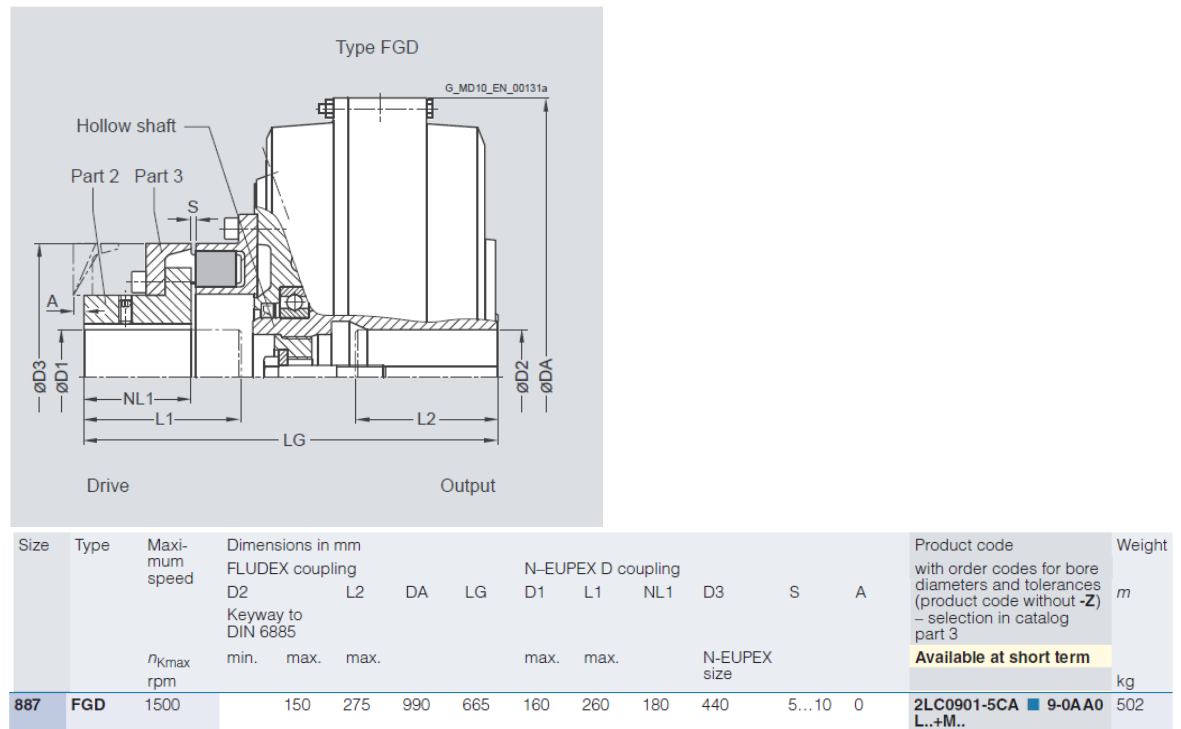
Návrhem této spojky je zároveň i bezpečnostním řešením v případě nedrtitelných předmětů, či závalů apod. Je navržena hydrodynamická spojka Flender - Fludex, typ FGD a velikostní řadou 887. Pomocí této spojky jsou též i plynulé rozjezdy, tudíž nevznikají žádné rozjezdové dynamické rázy od motoru na vstup převodovky. U této spojky je velmi důležité dodržovat přesný obsah předepsané olejové náplně z důvodu zachování si plné funkčnosti spojky jak pro přenos kroutícího momentu, tak i ale z důvodu nepřetěžování v případě většího množství obsahu oleje.

V případě přetížení dojde k zahřátí olejové náplně a tím dojde k uvolnění tepelné pojistky na obalu spojky. Tyto tepelné pojistky jsou vícero druhů. Jako nejzákladnější jsou to pojistky se systémem kdy v případě přehřátí dojde k uvolnění teplotní zátky a vytečení oleje mimo spojku. Z ekologického pohledu to není nejvhodnější řešení, proto použijí variantu s pojistkou, která při přehřátí vysouvá malý trn. Tento trn následně škrtně o koncový vypínač a ten vypne celý pohon i s přívodním pasovým dopravníkem.



*Obrázek č.63 Navržená spojka Flender Fludex a systém teplotního čidla [13].*

Velikostní řada 887 byla zvolena z důvodu přenosu požadovaného kroutícího momentu.



Obrázek č.64 Průřez navrženou spojkou a její parametry [13].

$P_{\text{eff}}$	Speed in rpm																				Size
	600		740		890		980		1180		1470		1770		2300		2950		3550		
	Series																				
	FG	FV	FG	FV	FG	FV	FG	FV	FG	FV	FG	FV	FG	FV	FG	FV	FG	FV	FG	FV	
kW	Oil filling quantity in l																				
315			84.7	98.5	76.6	81.5	69.8	75.6	39.0	42.1	30.8	33.0	26.2	28.6	13.1	13.9				490	
350			97.2	103.6	80.0	83.7	71.8	77.7	39.9	44.0	32.2	33.9	26.9	29.5	13.6	14.4					
400			98.0	107.0	85.1	86.9	75.2	80.5	64.5	68.4	34.2	35.3	27.8	30.4						655	
500			98.0	107.0	92.4	94.5	82.5	85.3	68.1	73.8	37.1	38.4	29.7	32.3							
600					96.9	102.9	90.1	90.6	71.5	77.3	38.8	41.8	31.9	33.8							
750					98.0	107.0	95.3	99.6	77.3	81.9	64.0	67.8	35.4	36.2							
900						98.0	107.0	83.7	86.0	67.0	72.7									887	
1100									81.1	92.3	70.4	76.2									
1300									95.2	99.3	74.2	79.8									
1600											80.6	84.0									

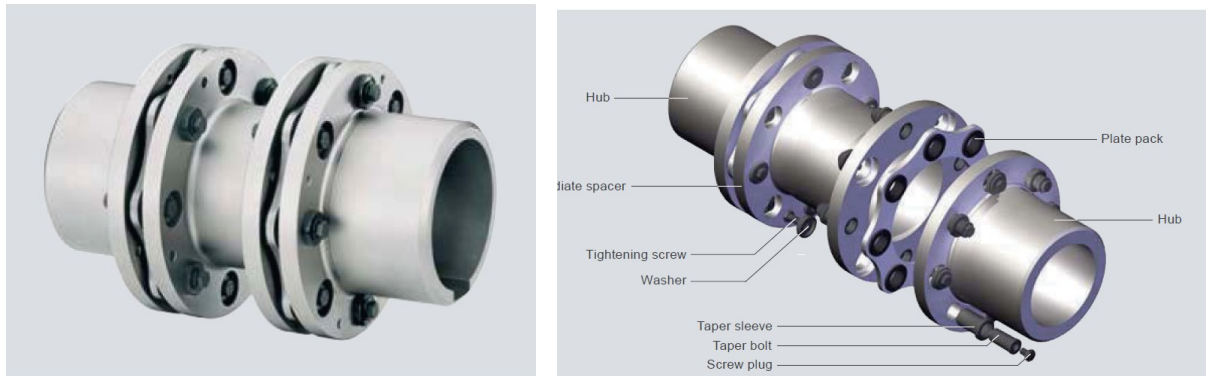
Obrázek č.65 Olejový obsah spojky pro požadovaný výkon [13].

## 6.4 Návrh spojky mezi rotorem a převodovkou

Jako poslední člen navržené pohonné jednotky je zde návrh spojky mezi rotor a převodovku. Mou představou je co nejvíce eliminovat od pohonné jednotky rázy vzniklé při procesu drcení. Proto je vhodné navrhnout pružnou spojkou, která bude umět tlumit vzniklé rázy a vibrace, ale i spolehlivě přenášet dost vysoký kroutící moment.

Jako optimální řešení se mi jeví celočelová torzní spojka Arpex ARC - 8 typ NHN o velikosti 595 - 8. Tato spojka dokáže díky pružným ocelovým lamelám, které slouží jako spojovací prvek mezi jednotlivými komponenty této spojky, přenášet hodně vysoké

kroutící momenty a zároveň v sobě vstřebává rázy od připojených vibrujících součástí. Tato spojka i dokáže tolerovat nesouosost a to do 0,4 stupně vychýlení.



Obrázek č.66 Spojka Arpex ARC serie 8-10 [13].

Tato spojka se mi v mém návrhu líbí z dvojího hlediska. Jednak eliminuje již zmíněné rázy a druhým pozitivním faktorem pro výběr je možnost demontáže středního členu, čímž vznikne přiměřený manipulační prostor pro případné opravy, bez nutnosti pohybu okolních součástí. Dle obrázku to vypadá, že střední člen není dlouhý. Mnou navržený typ má střední člen 666mm, což už je dostatečný prostor pro případné stažení náboje spojky z hřídele rotoru a následné výměny ložiska rotoru, bez manipulace s pohonnou jednotkou.

Size	Rated torque	Maximum torque	Overload torque	Fatigue torque	Maximum speed	Maximum permitted shaft misalignment			Torsional stiffness					
	$T_{KN}$	$T_{Kmax}$	$T_{KOL}$	$T_{KW}$	$n_{Kmax}$	$\pm\Delta K_a$	$\pm\Delta K_w$	$\pm\Delta K_r$	$C_T$					
						NEN NHN	BUB	MFEFM MFHFM	NEN for	NHN	BUB	MFEFM for	MFHFM	
	kNm	kNm	kNm	kNm	rpm	mm	mm	mm	$S_{min}$	$S=1000$ mm		$S_{min}$	$S=1000$ mm	
595-8	210	420	630	105	3200	4.86	6.73	2.88	5.89	67.8	39.5343	59.5	67.8	42.5997

Technical drawing of a shaft-hub assembly. The drawing shows a cross-section of the shaft and hub. Key dimensions labeled include: NL1 (total length), S1 (shaft length), S (hub length), NL2 (total length), ØDA (outer diameter), ØND1 (inner diameter), ØD1 (inner diameter), ØDZ (inner diameter), ØD2 (inner diameter), N (shaft), E, H (hub), and N (shaft). The drawing also includes a detail view of the shaft-hub connection, showing the shaft key and hub keyway. The detail view is labeled with the part number 03\_M010\_XX\_00155.

Size	Rated torque	Maximum speed	Type	Dimensions in mm						Shaft distance	Mass moment of inertia	Product code	Weight
DA	$T_{KN}$	$n_{Kmax}$		D1/D2 Keyway DIN 6885 max.	ND1/ ND2	DZ	SZ	NL1/ NL2	S1	$S_{min}$	$J$	Order codes for bore diameters and tolerances are specified in catalog section 3	$m$
mm	kNm	rpm									kgm <sup>2</sup>		kg
595-8	210	3200	NEN	330	405	384.0	18.0	390	36	284	25.9	2LC0401-2BE99-0AZ0	552
			NHN			394.0	20.0			682	28.6	2LC0401-2BF99-0AZ0	626

Obrázek č.67 Technické a rozměrové parametry spojky Arpex ARC-8 [13].



## **7     Závěr**

Tato diplomová práce vznikla díky mnou získaných znalostí během studia na VŠB - TU Ostrava. Vypracování této práce nebyl nikterak lehký úkol, ale v zásadě mě poučil, že všechny cesty nejsou přímé. Každá situace lze řešit a vhodné řešení se vždy najde.

Ohledně zadaného tématu návrhu drtiče, mám určité pochybnosti s případným uvedením do provozu. Drtič je s zohledněním na svůj výkon velký a těžký. Výroba určitých komponent by byla sice náročnější, ale v tom nevidím problém. Velký problém by byl v oblasti případných oprav. Potřeba velké manipulační techniky s pohybem ve stísněných prostorech. Velká fyzická zdatnost pracovníků údržby. Případně dostatečné technické zázemí v opravárenském zařízení. Jeden rotor váží 35 tun a myslím, že montážní haly s mostovým jeřábem o takové nosnosti se běžně nevyskytují. Představa o případném rozebírání, či skládání takového rotoru někde na otevřeném montážním místě, tj. venku, nevypadá vůbec optimisticky.

Budu li chtít dodržet výkon drtiče, tak varianta s dvěma jednotkami, ale s pohony dle mého návrhu, se mi jeví jako velmi dobré řešení.

## 8 Seznam použité literatury

- [1] GONDEK, Horst a Arnošt ŠEVČÍK. *Těžební a zpracovatelské stroje III: pro školu a praxi*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 122 s. ISBN 978-80-248-1692-0.
- [2] ŘEPKA, Vlastimil. *Úprava nerostných surovin*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004, 82 s.
- [3] SLÍVA, Aleš. *Základy zařízení úpraven*. 1.vyd. Ostrava: VŠB -TU Ostrava, 2011, 91 s. ISBN 978-80-248-2732-2
- [4] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-718-3312-6.
- [5] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře- části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: FS- VŠB, 2008, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [6] MORAVEC, V., PIŠTÁ EK, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. 1.vyd. Ostrava: FS VŠB-Ostrava, 2007, 102 s. ISBN 978-80-248-0980-9
- [7] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*, dotisk I. Ostrava: VŠB -TU Ostrava, 2007, 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [8] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richrd G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIU, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] HEREL, René. *Konstrukční návrh drtiče umístěného ve středu velkstroje*. Chomutov, 2012. Bakalářská práce. VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 36 s. Vedoucí práce prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.
- [10] BALETKA, Stanislav. *Konstrukční návrh porubového drtiče pro úpravu uhlí*. Ostrava, 2011. Diplomová práce. VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 79 s. Vedoucí práce prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.
- [11] *Katalog D 84.1 Trojfázové asynchronní motory*. Siemens, 2009
- [12] *Katalog MD 20.1 Převodovky FLENDER*. Siemens, 2006/2007
- [13] *Katalog MD 10.1 Spojky FLENDER*. Siemens, 2008

### Elektronické zdroje

- [14] KSK Komořany: *Drtiče skřívky* [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.sub.cz/ksk-komorany/pro-povrchovou-tezbu/drtice-skryvky.aspx>
- [15] MMD - skupina společností: *Výrobce drtičů*. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.mmdsizers.com/products/sizers/index1.php?machine=19>

- [16] McLanahan - společnost: *Výroba drtičů*. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.mclanahan.com/Catalog/ViewItem?CatalogItemId=314&ParentId=300>
- [17] SKF - výrobce ložisek: *Toroidní ložiska CARB*. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings/index.html>
- [18] Sandvik - společnost: *Výroba těžařské techniky*. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://mining.sandvik.com/sandvik/0120/Global/Internet/S003137.nsf/LUSL/SLFrameForm1799136114EAFAFC0C1257965003C9745?OpenDocument>
- [19] PSP - výrobní společnost: *Výroba drtičů*. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www2.pspeng.cz/odrazove-kladivove-drtice-okd>

## **9 Seznam příloh**

Výkresy: Detailní výkres: Drtič - rotor levý

výkres: kusovník

1 ks CD - Diplomová práce